Генеральный директор
ООО "Акустические расчеты"
Щелоков Юрий Алексеевич
Санкт-Петербург, пр. Пискаревский 25, офис 303
www.acoustic-services.ru
info@acoustic-services.ru
+7(812)982-88-01

АКУСТИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ
Проектирование противошумовых мероприятий для технологического оборудования котельной

Санкт-Петербург

2016 г.

Оглавление

Мероприятия по защите от шума и вибрации 3

I Экспериментальная часть 3

1.1 Измерение параметров шума в помещении котельной 3

1.2 Измерение параметров вибрации в помещении котельной 8

1.3 Пути распространения вибрации 9

II Теоретическая часть 15

2.1 Введение 15

2.2 Требуемая эффективность акустической виброизоляции 15

2.3 Определение общей требуемой массы виброизолированного агрегата и требуемой жесткости виброизоляторов 16

2.4 Источники вибрации 17

2.4.1 Насос циркуляционный IL 80/220-4/4 18

2.4.2 Насос циркуляционный IL 80/210-3/4 21

2.4.3 Насос циркуляционный DL 65/140-7.5/2 22

2.4.4 Насос циркуляционный DPL 32/110-0.75/2 23

2.4.5 Насос циркуляционный TOP SD 40/15 24

2.4.6 Блок Теплообменника НН №47 26

2.4.7 Блок Теплообменника НН №007 27

2.4.8 Контакт трубопроводов, опор с перекрытием 28

2.5 Системы звукоизоляции 29

ПРОТИВОШУМОВЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ 31

Мероприятия по защите от шума и вибрации

В здании жилого дома по адресу: Санкт-Петербург, дер. Кудрово, ул. Ленинградская д.9, располагается крышная котельная.

По данным заказчика от жильца квартиры, расположенной на 20 этаже поступила жалоба на повышенный уровень шума от котельной.

Согласно протоколу измерений параметров шума №74 от 11 ноября 2014 г. и протоколу измерений параметров шума №84 от 12 декабря 2014 г., уровень шума в помещениях квартиры превышает требования санитарных норм на 6 дБА.,

Целью настоящей работы является разработка противошумовых мероприятий для технологического оборудования в период эксплуатации котельной, обеспечивающих выполнение требований санитарных норм по шуму в помещениях квартиры.

Проведение расчета и разработка рекомендации по архитектурно-планировочным и строительно-акустическим мероприятиям, направленным на снижение шума и вибрации проводятся в соответствие с документами:

- Пособие к МГСН 2.04-97-1 «Проектирование защиты от шума и вибрации инженерного оборудования в жилых и общественных зданий»

- «Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении» Алексеев С.П., Казаков А.М..

Особое внимание уделено проектированию и выбору конструктивных решений, обеспечивающих требуемую акустическую виброизоляцию инженерного оборудования.

I. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Измерение параметров шума в помещении котельной

Для выявления возможных путей распространения шума от работы технологического оборудования котельной были проведены натурные измерения уровня звукового давления в третьоктавных полосах частот.

В момент проведения измерений работал котел Rendamax 3406 и насос Wilo IL 80/220-4/4.

Расположение измерительных точек представлено на рисунке 1.

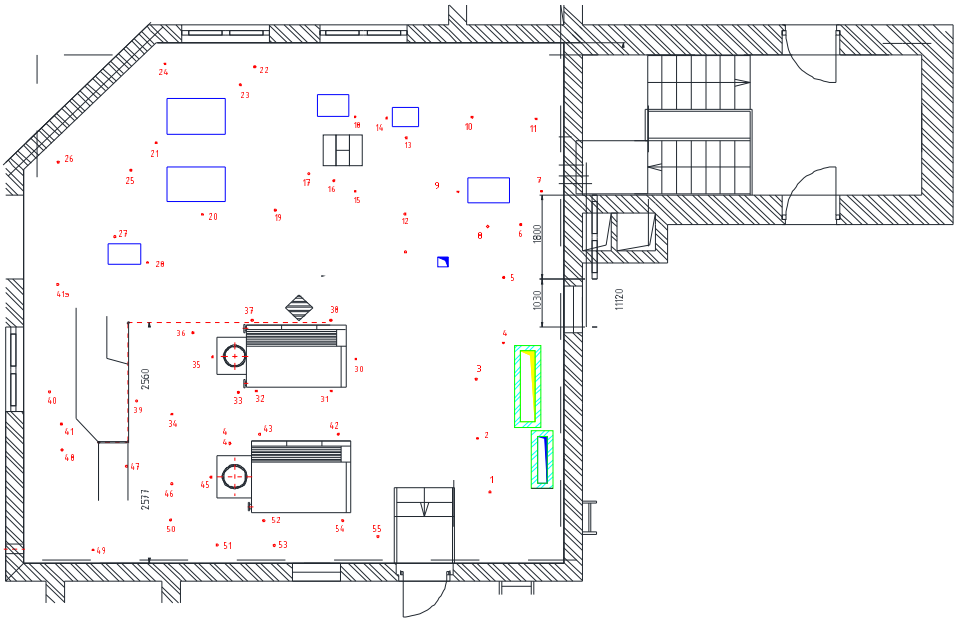

Рис. 1 Расположение измерительных точек шума и вибрации

Как видно из рис.1 измерительные точки были выбраны во всех частях котельной с высокой плотностью у возможных источников шума. Общее количество измерительных точек – 56 шт.

Измерения проводились анализатором спектра Svan 912 AE №2389 (свидетельство о поверке №0016140, действительно до 11 февраля 2017 г.).

Результаты измерений шума представлены в таблице 1.

Таблица 1 Результаты измерений уровней звукового давления в помещении котельной

Частота, Гц	Уровни звукового давления в третьоктавных полосах частот в измерительных точках										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
31,5	54,1	51,5	63,4	53,8	53	67,1	54,4	51,5	48,4	52,9	54,9
40	50,8	45,1	53	53,6	51,6	57,6	55,4	49,9	46,2	46,8	51,6
50	57,4	52,4	54,8	55,9	52,2	55,5	56,9	52	53,3	42,1	58,1
63	44,5	45,8	50,8	48,4	43,2	46,9	48,1	47	48,9	45,6	49,5
80	51,2	54,9	56,2	56,2	55,9	50,8	54,8	56,4	59,9	54,7	52,8
100	57	51,2	58,8	53,6	57,4	56,6	51,5	58	61,3	57,8	51,5
125	51,1	54,3	60,3	55,5	55,6	61	49,4	57,2	53,7	53,9	52,9
160	65,6	66	63,2	63,8	63,7	65,6	59,4	59,4	59,8	60,9	60,3
200	58,9	60,3	59,6	57,4	56,3	58	57,8	55,5	55,7	56,7	55,5
250	54,1	56,9	59,5	58,2	55,9	56,3	56,1	55	55,2	55	56,7
315	64,9	61,2	60,5	72,9	71,3	63,1	66,2	69	66,1	65,3	63,2
400	50,7	52,6	54	52,3	52,9	53,1	52,2	54	54,9	51,6	53,3
500	51,5	55,4	57,9	55,2	56,2	55,6	54,9	51,2	54,1	56,2	54,8
630	54,2	55,6	59,2	57,4	59,5	54,4	59,9	55,6	59,7	57,8	54,6
800	52,8	53,2	55,9	53,1	54,8	54,4	56,8	51,6	56	51,5	54,1
1000	51	50,5	53,7	51,8	51,8	53,4	54	51,3	52,3	51,4	52,2
1250	48,4	49,6	51,9	48,5	48,8	51,6	48,9	49,7	49,4	49,6	49
1600	50,6	52,9	53	51,5	51,3	52,6	50	53	51,3	49,3	50,6
2000	46,9	46,7	48,3	45,7	45,6	47,5	45,8	46,1	46,3	44,9	45,9
2500	42,4	42,7	45,4	42,2	42,3	45,1	43,8	43	43,2	43,2	42,8
3150	43,4	46,3	46,8	43,9	43,2	46,6	46	47,5	45,3	43,5	44,8
4000	39,5	40,9	42,5	39,1	39,9	41,9	40,9	41,6	40,7	39,4	39,7
5000	36,4	36,7	39,5	35,6	36,7	38,4	37	37,5	37,7	36,5	35,8
6300	33,9	33,8	36,6	34,1	33,3	35,2	34,6	34,9	34,7	33,3	33,2
8000	29,8	28,6	32,5	28,5	29	30,7	29,8	29,3	29,3	27,8	28
дБА	62,5	62,4	63,9	67,1	66,5	63,1	64,4	64,2	64,4	62,9	61,9

Таблица 1 (продолжение)

Частота,	Уровни звукового давления в третьоктавных полосах частот в измерительных точках										
Гц	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
31,5	48,3	46,1	49,7	49,3	50,1	50,7	50	49,2	45,2	49,1	54,6
40	47,4	50,7	53,2	52,1	52	49,7	55	52,3	51,2	47,9	49,1
50	62,5	68,3	68,9	65,7	62,8	55,3	62,7	61	59,4	52,6	57,9
63	49,4	53,8	52	53,5	50,5	52	46,2	47,4	48,4	47,8	49,6
80	54,1	56,3	55,4	57,6	58,2	58	54	54	52,8	55,5	53,9
100	58,8	56	57,4	56,2	55	55,4	55	61,1	56,5	57,7	57,9
125	54,9	53,9	51,2	53,7	55	56,2	51,9	52,4	54,7	50,5	52,8
160	64,4	58,2	57,9	59,9	60	57,2	59,9	62,7	63,5	64,2	57,7
200	58,1	56	56,9	55,7	56,2	56,4	57,1	58	58,3	56,7	56,6
250	55	55,3	55,9	56,6	55,8	55,6	56,4	57,3	55,9	54,8	56,5
315	65,1	63,6	69,9	65,3	65,4	60,9	70,3	57,9	66,4	67,9	55
400	54,8	53,1	54,7	55,8	53,6	52,7	52,8	51,5	55,6	52,7	50,5
500	54,8	58	53,8	55,7	54,1	56,4	56	57,8	59,9	52,4	55,2
630	52	59,2	59,3	58,2	59,3	58,5	54,5	63,8	54,4	56,9	62,8
800	58,1	52,8	53,5	56,6	56,4	55,5	55,5	57,9	55,4	55,2	54,2
1000	53,5	51,3	52	54,6	51,8	53,8	53,1	56	53,7	53,9	52,7
1250	50	48,7	50,6	50,2	50,8	50,3	50,9	50,8	52,2	51,2	50,7
1600	51,8	50	53,5	52,5	53	53	51,3	56	55,1	55,4	55,6
2000	45,4	46,2	45,7	47	46,5	45,6	44,7	50,8	47,6	48	46,3
2500	43,1	43	43	43,2	43,8	43,3	42,4	43,5	46,5	44,1	41,5
3150	43,9	44,7	45,8	45,4	49,9	46,9	45	44,2	46	47,2	44,3
4000	39,7	40,1	40,8	40,6	42,5	41,4	40,2	40,5	42,6	41,8	39
5000	37,3	36,4	37,6	37,3	37,3	37,9	36,1	36,6	39,3	38,9	35,8
6300	35,2	34,1	35	34,8	35	35,6	34,7	34,8	36,3	35,5	33,4
8000	28,9	29	30,3	29,5	29,1	30	29,3	29,6	31,3	32,4	28,8
дБА	63,7	63,1	65,9	64,4	64,5	63,4	65,4	65,9	64,7	64,8	64,2

Таблица 1 (продолжение)

Частота,	Уровни звукового давления в третьоктавных полосах частот в измерительных точках										
Гц	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
31,5	54,6	57,1	50,5	53,6	53,6	49,4	51,1	51,5	52,4	53,8	52,9
40	47,5	53,2	55	54,6	48,3	47,6	54,1	48	49,1	48,4	54
50	62,1	67,9	55,2	66,2	61,5	53,3	63,8	56,5	52	57,1	58,2
63	49,3	53,3	49,1	53,3	49	50,3	49,1	49,8	54	49,6	53,9
80	53,7	56,2	57,1	56,3	58,7	57,3	59,1	54,7	60,3	57,6	57,4
100	61,3	59	55,8	54,1	55	57,6	56,1	57,7	63	59,4	58
125	53,1	55,5	54,8	58,3	53,6	57,1	56,2	56,4	59,6	58,3	56
160	66,1	61,3	59,8	57,6	62,7	56,9	64,2	64,8	65	62,2	60,2
200	59,3	58,1	57,1	57,2	57,7	56,5	59	59,4	60,1	59,2	59,8
250	56,6	56,3	56,1	55,6	56,7	56,1	57,5	55,7	59,8	60,6	60,8
315	65,8	66,3	62,6	66,4	66,3	67,4	66	66,8	65,8	71,6	69,1
400	53,4	53,3	54,6	52,8	53,3	56	54,8	52,7	53,9	58,5	57,1
500	57,1	53	56,3	54,9	53,9	56,4	55,4	54,3	57,5	56	59,6
630	58,6	58	56,8	57,1	55,3	59,5	59,9	61,4	56,5	63,6	65,3
800	54,1	54,3	58,6	59,2	62,7	58,3	54	56,4	57,7	60,2	56,3
1000	52	52,4	55,5	55,7	59	56,1	54,1	53,2	56	56,6	55,5
1250	49,1	50,4	51,4	52	51,1	51,9	52,4	51,1	52,6	53,6	52,9
1600	51,3	52,6	56	52,4	53,2	53,5	53,5	53,8	57,2	56,8	55,6
2000	45,9	46,4	46,3	46,5	47,5	47,5	47,7	48	48,8	49,8	50,5
2500	42,1	42,3	43,7	44,1	43,4	45,8	44,6	43,3	45,5	46,7	46,1
3150	44,3	44,5	46,8	44,7	46,3	47,7	45,7	47,2	47,8	51,5	47,8
4000	39,7	39,8	41,6	41,5	41,9	42,6	41,3	42,5	43,9	44,2	43,3
5000	36	36,8	38,7	40,5	38,4	39,9	38	40,6	41	39,8	40,7
6300	34	33,8	36,3	37,2	35	37,9	36,3	39,8	38	38,1	38,3
8000	54,6	57,1	50,5	53,6	53,6	49,4	51,1	51,5	52,4	53,8	52,9
дБА	63,9	63,8	64,4	65	66,1	66,1	65,1	65,3	65,7	68,7	68

Таблица 1 (продолжение)

Частота,	Уровни звукового давления в третьоктавных полосах частот в измерительных точках										
Гц	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44
31,5	65,1	48,3	63,4	51,6	53,3	54,7	54,4	52,6	56,6	62,4	66,2
40	62,9	50,4	53,6	49,6	47,9	53,2	50,6	49,1	49,8	56,3	65,2
50	63	59,8	58	62,1	54,8	54,6	64,6	60,4	52,8	61,6	64
63	60,6	52	53,8	51,6	50,1	53,4	53,7	53,3	53,6	54,8	61,1
80	60,2	54,1	58,9	58,6	57,7	57,5	57,2	58	61,5	58,1	59,6
100	58,2	58,7	60,5	58,6	57,4	57,3	56,5	57,5	60,7	60,8	59,8
125	54,8	59,3	64,2	58,5	57	56,9	59,7	55,6	57,8	57,7	57
160	65,9	61,3	62,4	61,6	62,2	62,2	61	66,9	63,1	66,8	65,4
200	61,5	60	63	58,9	59,1	60,3	60,8	62,7	59,9	61	60,4
250	58,7	57,5	60,8	58	55,4	59,2	58,4	59,7	58,6	60,1	59,5
315	64,6	60,6	64,9	66	64,7	67	68,4	71,4	69,4	63,8	68,3
400	55,2	52,3	57,3	53	55,3	55,4	56,7	54,6	54,1	55,3	55,3
500	57,8	57,9	56,2	55,7	55,4	57,3	58,3	54,9	57,3	55,2	59,3
630	62,6	63	58,3	62,1	56,2	61,5	60,5	58,2	60,8	56,8	61,3
800	62,1	60,8	58,1	57,6	54,7	58,6	57,6	58,8	53,8	61,4	58,2
1000	56,6	57,6	56,6	55,1	52,5	57,3	57,3	57,6	54,2	58,4	57
1250	55,3	53	54,4	51,8	50,6	54,5	53,6	53,8	53	52,6	53,7
1600	53,9	56,5	56,8	53,1	51,5	56,5	54,3	56,7	53,4	56,4	58,2
2000	47,9	50,2	50,3	47,7	45,6	49,5	49,7	51,6	47,3	50,3	51,7
2500	46,3	45,7	47,3	45,4	43,4	47,3	47,6	47,2	46,7	46,9	46,2
3150	54,9	47,5	48,8	48,2	45,6	50,5	49,1	49,4	49,8	50,2	48,9
4000	46,9	42,8	43,9	42,7	40,4	44,8	44	44,4	44,2	45,3	45
5000	41,5	39,3	41	39	37,5	40,6	40,6	40,6	40,5	41,8	41,3
6300	39,5	37,9	37,8	36,7	35,4	37,9	39	38,5	38,1	39,7	39,7
8000	65,1	48,3	63,4	51,6	53,3	54,7	54,4	52,6	56,6	62,4	66,2
дБА	67,5	66,5	65,9	65,5	63,4	66,8	66,5	67,9	66,3	66,2	67,2

Таблица 1 (продолжение)

Частота,	Уровни звукового давления в третьоктавных полосах частот в измерительных точках										
Гц	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55
31,5	46,9	48,2	54,6	55,1	52,6	52,8	55,5	56,9	57,1	56,8	46,9
40	44,6	44,2	51,1	53	52,2	51	53,6	53,7	54,3	57,8	44,6
50	53,2	43,8	62,8	64,1	69,1	70,7	68	66,3	62,6	61,5	53,2
63	49,7	51,6	50,1	53,1	56	58,2	55,6	54,7	55	59,5	49,7
80	53,7	55,7	54,9	56,4	61,8	59,6	63,4	65,1	61	62,8	53,7
100	58,8	64,2	56,5	60	61,9	64,5	59,2	61,5	61,7	68,8	58,8
125	55,9	58,5	52,9	61,8	62,3	62,5	56,6	61,1	61,4	60,5	55,9
160	63,8	64,1	63,6	62,3	64,1	67,7	62,2	62,4	68	62,8	63,8
200	60,1	62,3	59,2	60,5	59,4	62	61,2	59,8	62,7	58,2	60,1
250	61	59,6	58,9	58,1	60,1	58,9	59,9	57	60,5	56,7	61
315	66,8	57,6	65,8	70,5	70,2	70,9	66,4	63,1	70,1	72,3	66,8
400	56,8	55,3	56,2	57,4	57,2	56,6	57,2	56,7	59,2	56,3	56,8
500	58,2	58,7	59,1	59,6	63,2	60,8	62	60,1	60	56,7	58,2
630	64,7	63,4	66,7	63,4	71,7	64,7	62,3	63,1	56	57,6	64,7
800	64,6	61,3	61,3	58,8	64,8	64,9	58	61,7	57,6	60,9	64,6
1000	61,4	58,9	59,1	56,8	61,8	60,7	55,7	58,1	55,6	57,6	61,4
1250	56,2	53,5	54,8	54,9	56,7	57,2	54,4	52,7	53,5	53,2	56,2
1600	60,7	56	57,2	56,6	60,5	63,3	58	54,7	55,3	55,8	60,7
2000	50,4	50,5	50,2	51,9	52,3	52,5	50,6	47,9	49,4	48,5	50,4
2500	48,3	47,4	48,4	47,2	50,5	48,7	50,9	47	47,4	45,9	48,3
3150	56,1	54,2	52,5	52,9	54,9	54,1	55,8	49,6	49,7	49,1	56,1
4000	49,2	48	46,9	47,8	51,7	48,6	50,7	45,4	45,8	44,1	49,2
5000	43,5	43,1	43,2	42,6	47,4	46	48,1	43,2	44	41	43,5
6300	42,9	40,9	41,5	41,6	46,6	44,6	46,3	41	41,8	39,8	42,9
8000	46,9	48,2	54,6	55,1	52,6	52,8	55,5	56,9	57,1	56,8	46,9
дБА	70,1	67,5	69,2	68,3	73,2	70,9	67,7	67,5	67,1	68,1	70,1

Семейство спектров шума в третьоктавных полосах частот представлено на рис. 2.

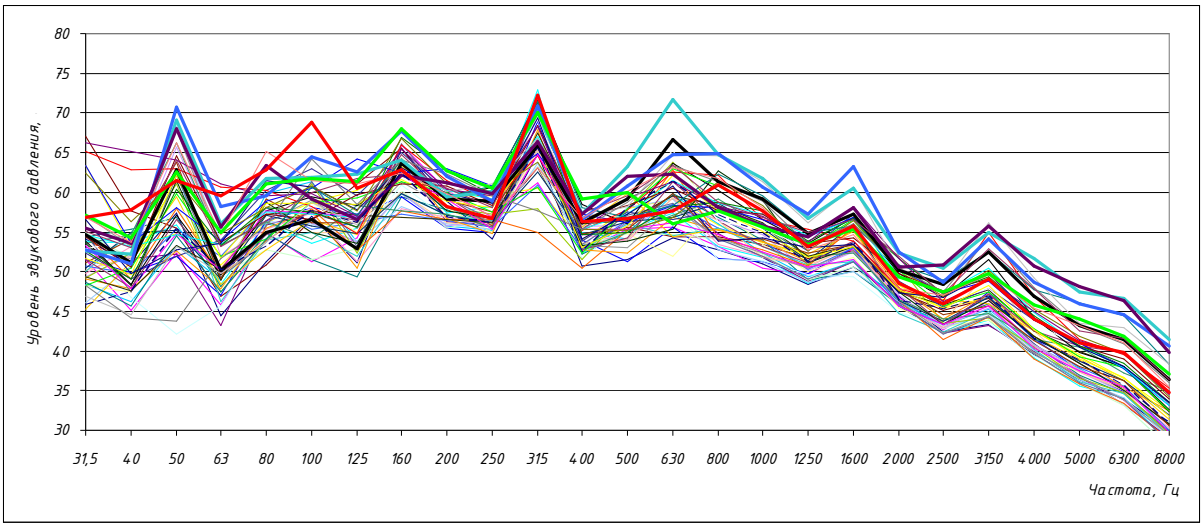

Рис. 2 Семейство спектров шума в котельной

Приведенные спектры шума относятся к характерным спектрам циркуляционных насосов, где присутствует множество пиков (на частотах 50 Гц, 100 Гц, 160 Гц, 315 Гц, 630 Гц, 1600 Гц и 3150 Гц) и представлены на одном рисунке не случайно. Дело в том, что спектры практически повторяют по форме друг друга, с разбросом по значению уровня звукового давления примерно в 10 дБ.

Такая ситуация может быть обусловлена только тем, что в шумовую картину вклад вносится одним источником. Действительно, если построить карту уровня шума в помещении котельной мы получим следующую картину:

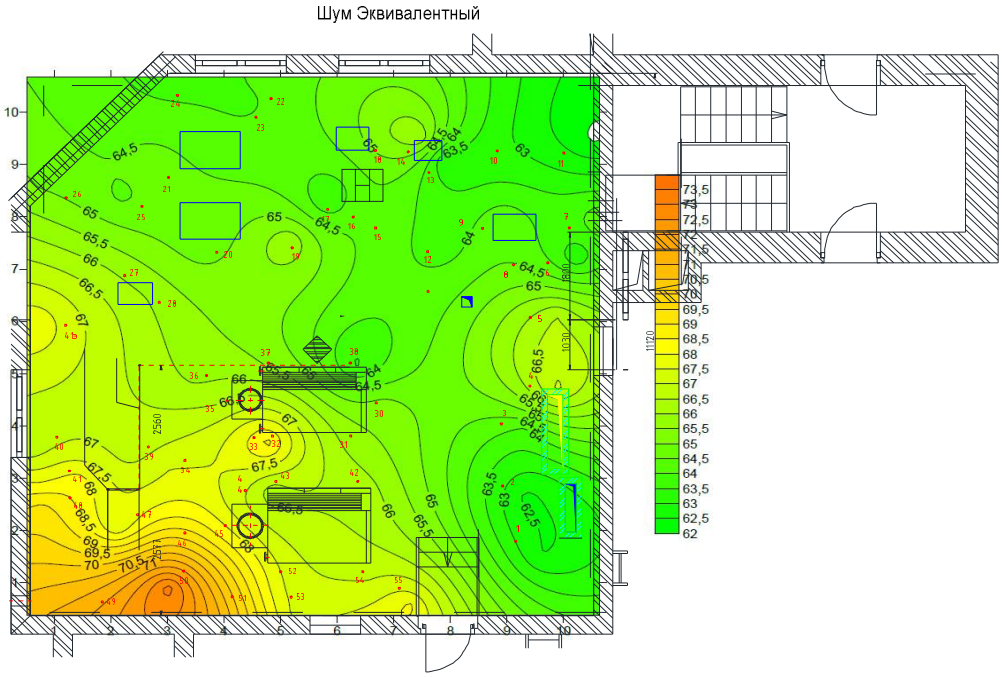

Рис. 3 Распределение уровня шума в помещении котельной

Благодаря картам шума по линиям уровня (линиям на которых уровень шума имеет одинаковое значение) возможно выявление дополнительных источников шума (в местах, где линии уровня представляют собой концентрические окружности, располагается или источник или сток акустической энергии). Так, например, можно выделить два

дополнительных источника акустического шума: возле окна (источником является насос; см. изм. т. 41э) и между котлами (изм. т. 33).

Минимальное значение уровня шума наблюдается в правом верхнем углу помещения, и составляет 62 дБА. Максимальный уровень шума наблюдался возле работающего насоса Wilo IL80/220-4/4, и составил 73,2 дБА.

Учитывая, тот факт, что помещение котельной расположено через технический этаж от жилых квартир, природу проникновения воздушного шума в квартиры можно не учитывать. Действительно, индекс изоляции воздушного шума перекрытием между квартирами и чердачными помещениями должен составлять не менее Rw = 50 дБ (на частоте 315 Гц звукоизоляция должна составлять не менее 41 дБ). Уровень звукового давления в помещении квартиры на частоте 315 Гц за счет работы технологического оборудования котельной должен составлять $L_p \approx L_ш - 2R = 73 - 41 - 41 = -9$ *дБ.*

Таким образом, влияние на шумовую обстановку квартир воздушный шум технологического оборудования оказывать не должен. Однако превышение шума в помещении квартиры на 6 дБ говорит о наличии обходных путей распространения шума. Для выявления подобных путей распространения шума были проведены измерения вибрации перекрытия.

Измерение параметров вибрации в помещении котельной

Аналогично проведению измерений шума, в тех же измерительных точках были проведены измерения виброускорения перекрытия.

Семейство спектров вибрации при стационарном режиме работы оборудования представлено на рис. 4.

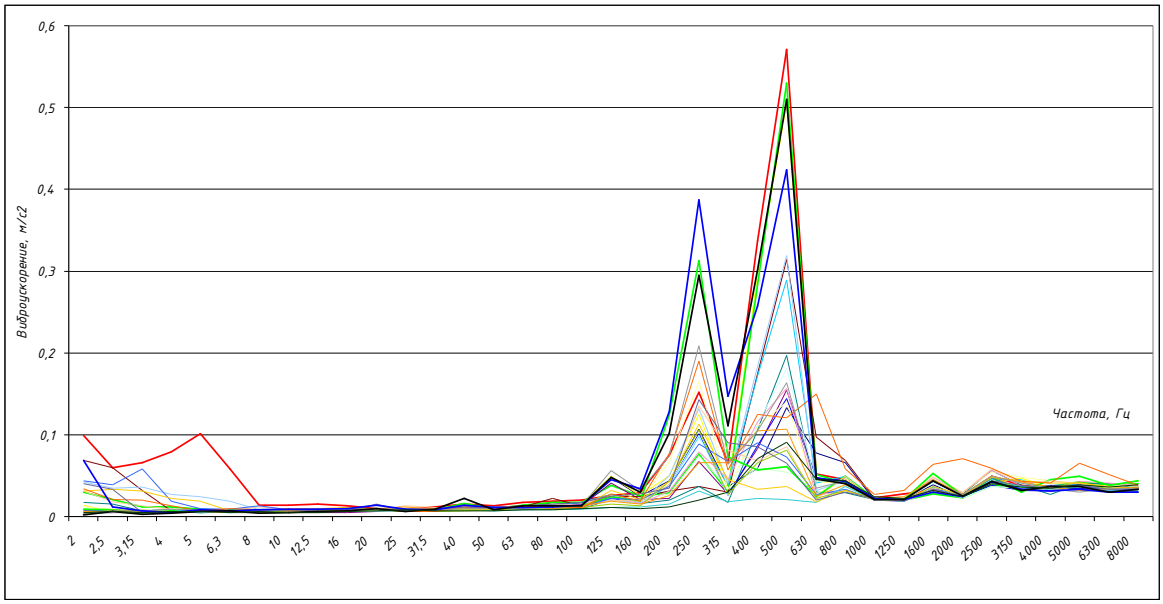

Рис. 4 Семейство спектров виброускорения в стационарном режиме

Семейство спектров вибрации при режиме пуска работы котлов представлено на рис. 5.

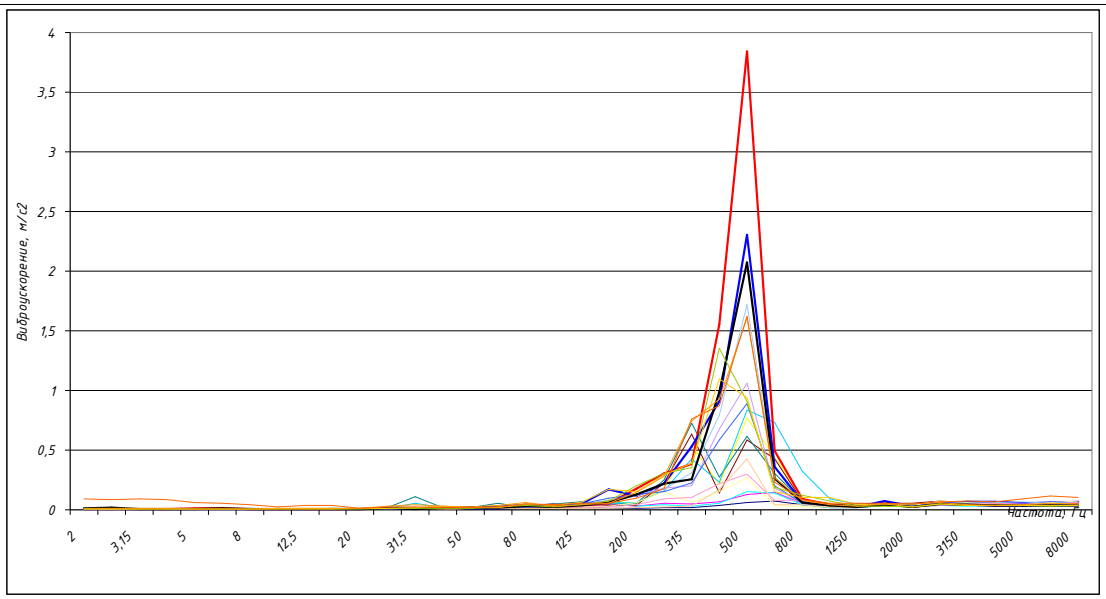

Рис. 5 Семейство спектров вибрации в режиме пуска

Из рис. 4 и рис. 5 можно сделать следующие выводы:

– вибрация в момент пуска оборудования существенно выше, чем при стационарном режиме работы;

– семейство спектров показывает, что влияние на вибрационную картину перекрытия оказывают несколько узлов оборудования на частотах 250 Гц и 500 Гц.

1.3 Пути распространения вибрации

Построение карты вибрации перекрытия позволяет выявить наиболее вероятные пути передачи акустической энергии из помещения котельной в помещения жилых квартир..

На рисунках 6 и 7 представлены карты вибрации перекрытия котельной на частоте 250 Гц и 500 Гц, соответственно.

Вибрация 250 Гц

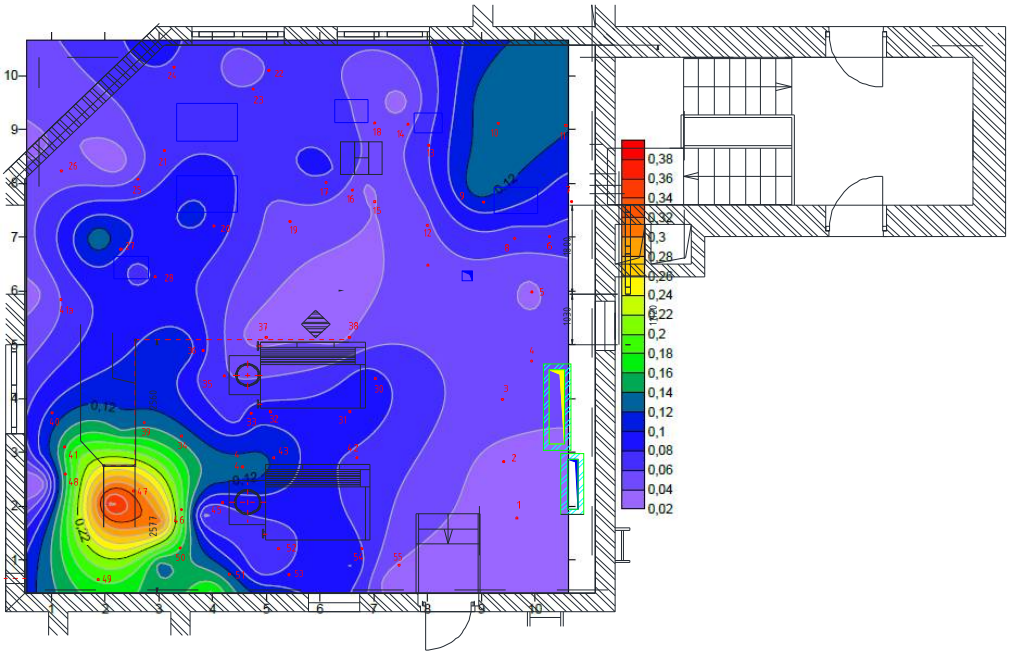

Рис. 6 Распределение вибрации на частоте 250 Гц

Вибрация 500 Гц

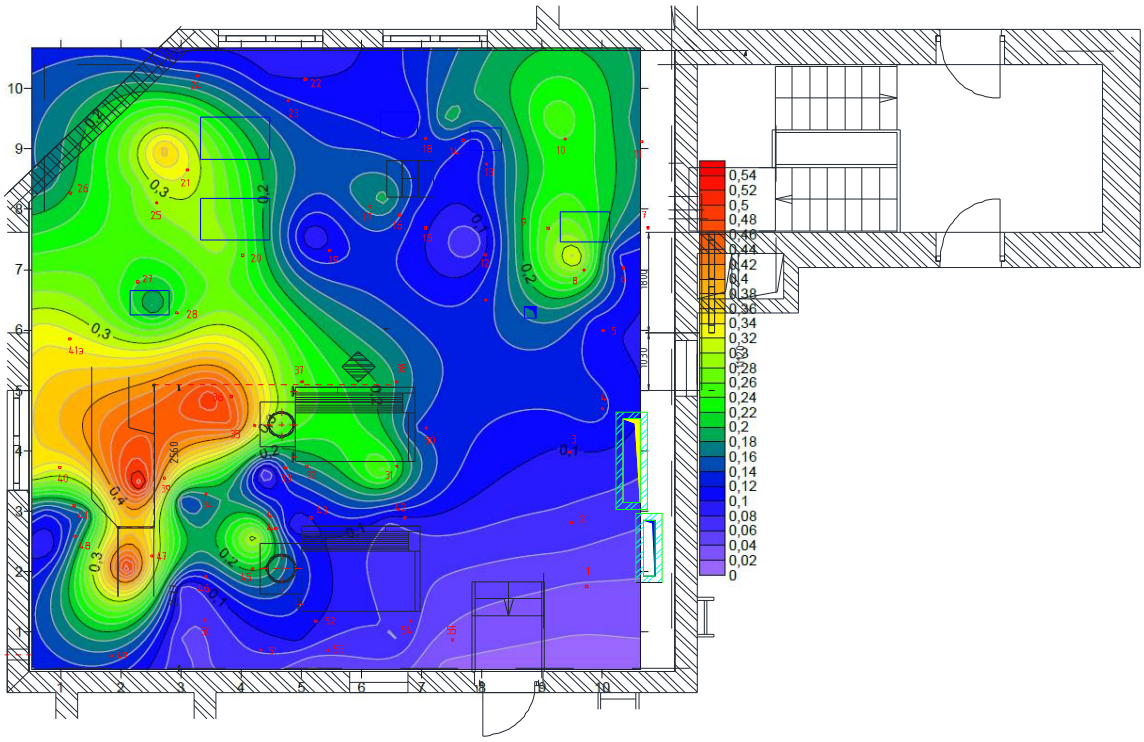

Рис. 7 Распределение вибрации на частоте 500 Гц

На частоте 250 Гц, наибольшая передача вибрации происходит

- *в зоне крепления трубопровода;*

- *в зоне крепления стойки у котла;*

- *в зоне установки малого теплообменника;*

- *в зоне установки насосов Wilo DL 65/140-7,5/2.*

-

На частоте 500 Гц передача вибрации происходит:

- *в зоне крепления трубопровода;*

- *в зоне крепления стойки;*

- *в зоне установки насосов Wilo IL 80/210-3/4*

- *в зоне крепления стойки у большого теплообменника;*

- в зоне установки насосов Wilo DL 65/140-7,5/2.

Однако понимание того, в каком месте вибрация перекрытия больше, не дает окончательного ответа на вопрос: каким образом вибрация передается в помещения жилых квартир.

Для этого рассмотрим план технического этажа (чердака) с наложенным планом котельной. Это позволит выявить возможные пути передачи энергии из котельной на чердак.

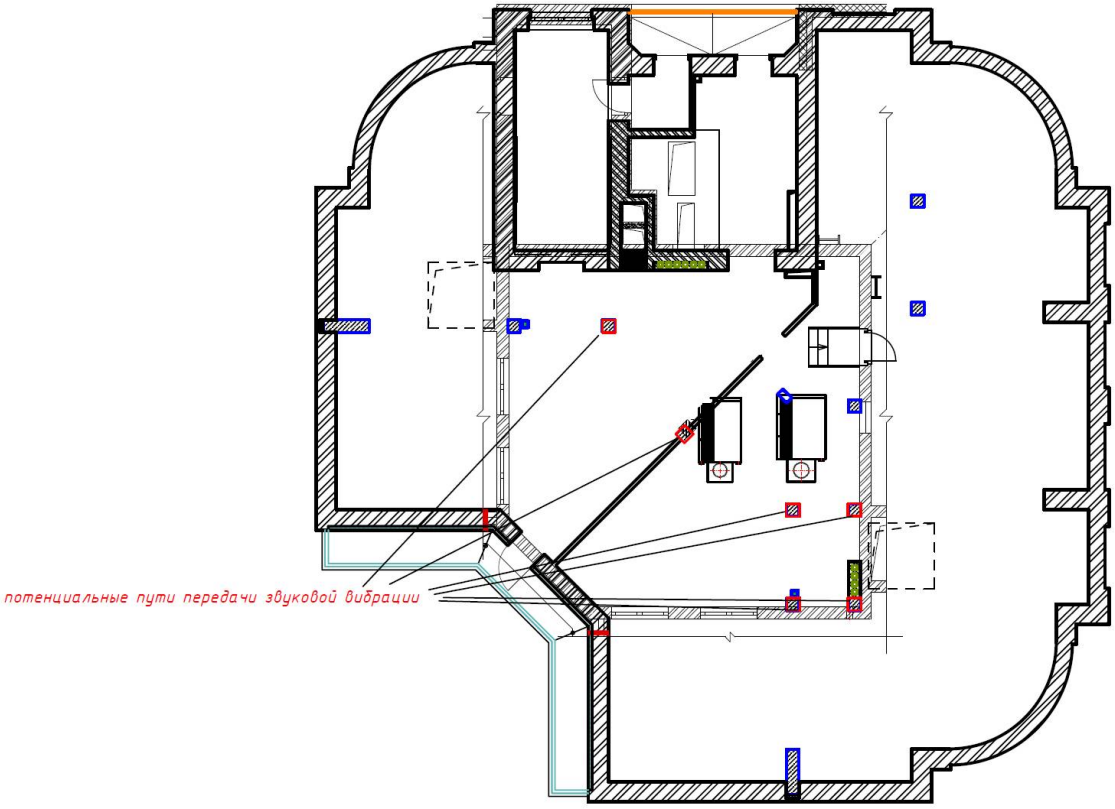

Рис. 8 План технического этажа с наложенным планом котельной

Из рис. 8 видно, что наиболее вероятными путями передачи вибрации в помещение чердака являются

- перекрытие пола котельной;
- колонны;
- фановые трубы.

Рассмотрим план 20-го этажа с наложенным планом чердака.

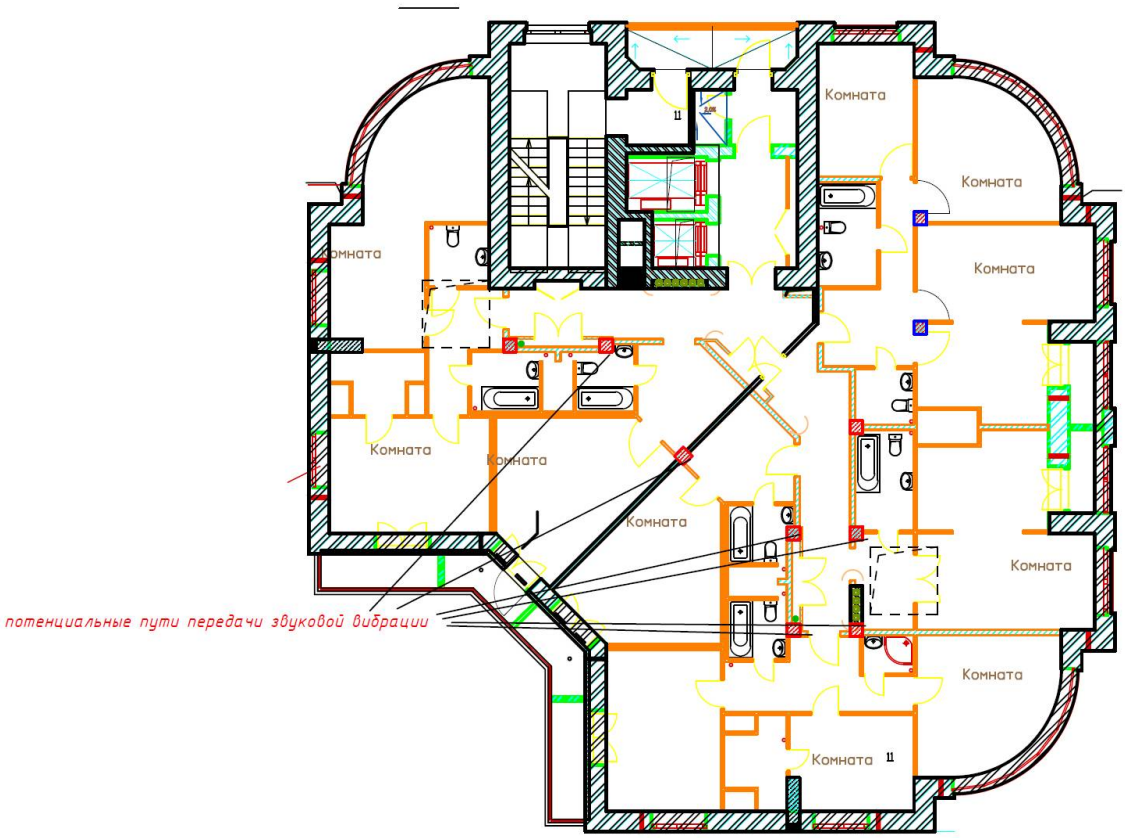

Рис. 9 План 20-го этажа с наложенным планом чердака

Распространение звуковой вибрации из помещения чердака в помещения квартир 20-го этажа также возможно посредствам колонн и перекрытия пола чердака.

Теоретически в качестве одного из путей распространение вибрации может выступать кирпичная стена, разделяющая чердак на две половины. Однако визуальный обзор стены показал отсутствие контакта стены с перекрытием потолка чердака. Передача вибрации по стене возможна, если вибрация от центральной колонны будет передаваться на стену.

Для подтверждения гипотезы о передачи вибрации через колонны был проведен натурный эксперимент: в помещении котельной на поверхности колонны и на металлических стойках формировались механические колебания (методом «простукивания»). Одновременно в помещении коридора на 20-м этаже оценивалась шумовая обстановка. При ударах по колоннам и стойкам на 20-м этаже четко и ясно слышался шум удара, что подтверждает определяемые пути распространения шума и вибрации.

Поэтому для снижения шума в помещениях квартир необходимо:

1) *Снизить вибрацию перекрытия котельной, методом виброизоляции оборудования;*
2) *Уменьшить возбуждение колебаний колонн, с помощью звукоизоляционной облицовки колонны.*
3) *Уменьшить вибрацию фановой трубы, с помощью нанесения на него вибродемпфирующего покрытия и формированием звукоизоляционного кожуха.*

II. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 Введение

Одним из наиболее эффективных решений для снижения структурной составляющей шума (звуковой вибрации) от работы технологического и вентиляционного оборудования является применение виброизоляции оборудования.

Виброизоляция – снижение передачи колебаний от источника возбуждения защищаемому объекту (перекрытию), введением в колебательную систему дополнительной упругой связи. Упругие связи (виброизоляторы, амортизаторы) выполняются в виде металлических, резиновых и комбинированных элементов.

Оборудование, установленное на амортизирующее устройство, в общем случае представляет собой колебательную систему с шестью степенями свободы. Оборудование, у которого гармоническая возмущающая сила имеет вертикальное направление и приложена к точке, находящейся на одной вертикали с центром тяжести, можно рассматривать как систему с одной степенью свободы.

2.2 Требуемая эффективность акустической виброизоляции

Эффективность акустической виброизоляции агрегатов инженерного оборудования ΔL, дБ, ориентировочно определяют по формуле

$$\Delta L = 20\log\left|\frac{f^2}{f_Z^2} - 1\right|, \qquad (1)$$

где f – основная расчетная частота вынуждающей силы агрегата, Гц. f_Z – собственная частота колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении, Гц.

Для обеспечения допустимых уровней шума и вибрации в помещениях жилых и общественных зданий, создаваемых работой инженерного оборудования, необходимо соблюдение двух условий:

А. эффективность акустической виброизоляции агрегата ΔL должна быть не меньше значений ΔL_{TP}, приведенной в таблице 2:

Таблица 2

Вид инженерного оборудования	Требуемая эффективность акустической виброизоляции, дБ
Центробежные насосы	30
Поршневые компрессоры	17–26
Встроенные трансформаторы	28
Лифтовые лебедки	24
Крышные котельные	23
Центробежные вентиляторы с частотой вращения N, мин$^{-1}$	
Более 800	26
от 500 до 800	20–26
от 350 до 500	17–20

Б. собственная частота колебаний виброизолируемого агрегата в вертикальном направлении f_Z не должна превышать значений допустимых частот собственных колебаний в вертикальном направлении $f_{Z,ДОП}$, определенных по рис. 10, в зависимости от частоты вращения элементов виброизолируемого агрегата N, мин$^{-1}$, требуемой эффективности виброизоляции ΔL_{TP}, дБ, и типа перекрытия, на котором установлен агрегат.

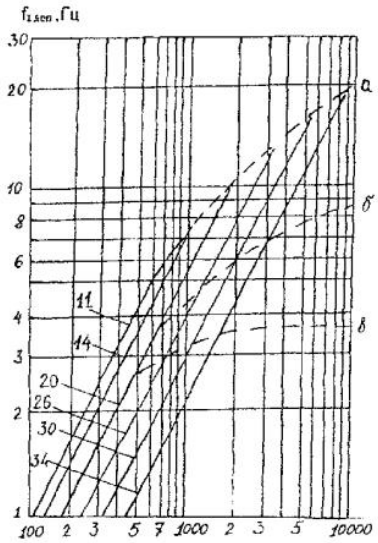

Рис 10 Допустимая частота собственных вертикальных колебаний виброизолированного агрегата

а – подвальные этажи, б – тяжелые железобетонные перекрытия ($G \geq 500$ кг/м^2),

в – легкие бетонные перекрытия ($200 \leq G \leq 500$ кг/м^2).

Примечание. Предельно допустимая частота собственных вертикальных колебаний агрегата – $f_{zдоп.}$ не должна превышать значений, ограниченных пунктирными линиями для соответствующих типов перекрытий

При этом, если в агрегате имеются части, вращающиеся с неодинаковой частотой, за расчетную принимается наименьшая частота вращения.

2.3 Определение общей требуемой массы виброизолированного агрегата и требуемой жесткости виброизоляторов

Для выполнения условий, перечисленных в п.2, необходимо чтобы общая требуемая масса виброизолируемого агрегата с вращающимися частями M_{TP}, кг, была не меньше, чем рассчитанная по формуле:

$$M_{TP} \geq \frac{2{,}5 \cdot \varepsilon \cdot \mathrm{M}_{\text{вр.ч}}}{a_{доп.}} \qquad (2)$$

ε – эксцентриситет вращающихся частей агрегата ; (для вентиляторов и насосов можно приближенно принимать: =(0,2 0,4) 10^{-3}, м, – при динамической балансировке; = (1 1,5) 10^{-3}, м, – при статической балансировке);

$M_{вр.ч.}$ – общая масса вращающихся частей агрегата, кг;

*$a_{доп.}$ – максимально допустимая амплитуда смещения центра масс агрегата, м, определяемая по табл. **3**.*

Таблица 3

Частота вращения агрегата, мин$^{-1}$.	200	300	400	500	600	700	900	1200	1500	2000	3000
Максимально допустимая амплитуда смещения центра масс агрегата, $a_{доп.}$ 10^{-3}, м	0,22	0,2	0,18	0,16	0,145	0,13	0,11	0,09	0,07	0,06	0,04

Если общая масса агрегата (например, масса вентилятора с электродвигателем и металлической рамой) меньше требуемой, необходимо увеличить ее до требуемой, например, частичным или полным заполнением внутреннего объема металлической рамы бетоном, или смонтировать агрегат на общей железобетонной (пригрузочной) плите.

Требуемую суммарную жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении $K_{zтр.}$, Н/м, определяют по формуле

$$K_{zтр.} = 4 \quad {}^{2} f^{2}_{zдоп.} \quad M_{тр.}, \qquad (3)$$

где: $f_{zдоп.}$ – допустимая частота собственных колебаний виброизолированного агрегата в вертикальном направлении, определенная по графику рис. 1, Гц;

$M_{тр.}$ – общая требуемая масса виброизолированного агрегата, кг.

После определения количества амортизаторов и требуемой жесткости амортизаторов определяют: площадь амортизатора и его высоту. При выборе резиновых виброизоляторов должно выполняться условие устойчивости:

$$1{,}5H_p \le \delta \le 8H_p \qquad (4)$$

где H_p – рабочая высота виброизолятора, м, δ – сторона квадрата поперечного сечения.

2.4 Источники вибрации

В период эксплуатации котельной основными источниками вибрации являются:
- насосное оборудование;
- котлы;
- расширительные баки;
- теплообменники;
- металлические стойки.

В таблице 4 представлены основные технические характеристики оборудования:
Таблица 4.

Обозначение	Наименование	Кол-во оборотов в мин.	Масса, кг
К1	IL 80/220-4/4	1450	99
К3	IL 80/210-3/4	1450	92,5
К6	DL 65/140-7.5/2	2900	184
К7	TOP-SD 40/15	2900	38,9
К8	DPL 32/110-0,75/2	2900	46,3
К10	IL 40/160-0.55/4	1450	85
Т1	Ридан ННН№47	-	585
Т2	Ридан ННН№07	-	115

2.4.1 Насос циркуляционный IL 80/220-4/4

Насос WILO IL 80/220-4/4 установлен на прямоугольной металлической площадке. Площадка установлена на 4 амортизаторах размером 6,2 х 5 х 4 см.

Линейные размеры насоса представлены на рисунке 11.

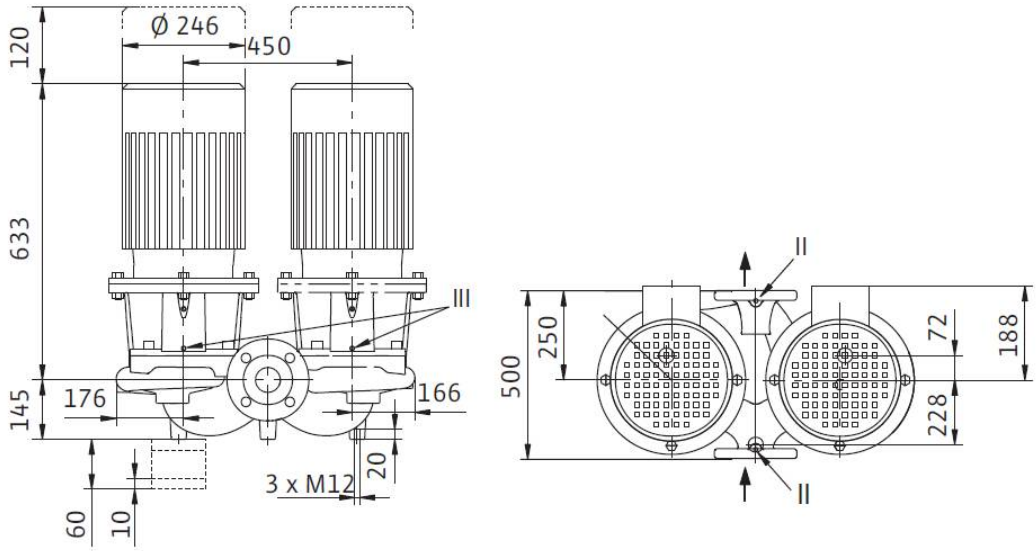

Рис. 11 Размеры насоса WILO IL 80/220-4/4

Размер площадки, на которой установлен насос – 28,2 х 36 см.

Масса площадки, на которой установлен насос – 5,5 кг.

Основная частота работы насосов составляет 1450 об/мин.

Основными вращающимися деталями насоса являются:

Рабочее колесо;

Вал насоса;

Ротор электродвигателя.

В виду того, что электродвигатели Wilo поставляются от различных поставщиков, выделить отдельно вес ротора не представляется возможным. Однако в среднем он составляет ¼ от веса мотора.

Масса вращающихся частей циркуляционного насоса составляет 20% от массы всего насоса.

Определим требуемую массу системы по формуле (2), считая, что масса вращающейся части составляет 19,8 кг.

Тогда,

$$M_{тр} = \frac{2{,}5 \cdot 0{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 19{,}8}{0{,}07 \cdot 10^{-3}} = 212 \text{ кг.}$$

Это значит, что существующая масса насоса (104,5 кг), состоящая из насоса и рамы недостаточна и требуется **пригрузочная масса**.

$$M_{доп} = M_{тр} - M = 107{,}6 \text{ кг.}$$

Пригрузочную массу можно обеспечить, установив площадку с насосом на бетонную плиту, толщиной 4,7 см, площадью 1 м^2. Действительно, масса плиты на бетонном растворе такой толщины будет равна $M_{плиты} = \rho_б h = 2300 \cdot 0.047 = 108{,}1$ кг

Расчет требуемой виброизоляции насоса WILO IL 80/220-4/4 представлен в таблице 5.

Таблица 5.

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Масса насоса, кг	$m_н$	99
Общая масса блока, кг	$M = m_н + m_р$	104,5
Масса блока с пригрузочной массой (бетонная плита)	$M_0 = M + M_{доп}$	212
Кол-во оборотов в минуту	n	1450
Частота работы, Гц	f	24,1
Применяемый тип амортизации		Резиновый
Количество виброизоляторов	**N**	**5**
Статическая нагрузка на один виброизолятор, Н	P_{st}	416,6
Максимальная нагрузка на один виброизолятор, Н	$P_{\max}$	426,9
Требуемая суммарная жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении., Н/м,	$K_{Ztr} = (2\pi f)^2 M_{tr}$	399300
Суммарная жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении., Н/м,	$k_{Ztr} = K_{Ztr} / N$	79860

В качестве виброизолятора может быть использован резиновый виброизолятор типа ВР (см. рис. 12):

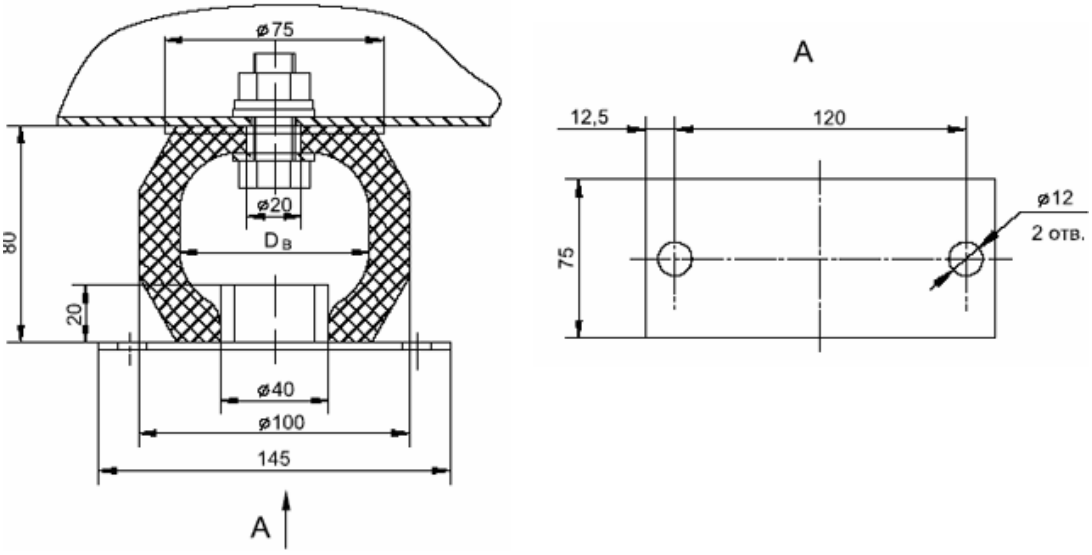

Рис. 12 Конструкция виброизоляционного элемента

Виброизолятор должен удовлетворять условиям:

Жесткость амортизатора должна быть меньше $k_{Ztr} = K_{Ztr} / N$ =79860 Н/м;

Рабочая нагрузка на амортизатор должна быть больше $P_{\max}$ =426,9 Н.

Перечисленным критериям соответствует резиновый виброизолятор ВР-202.

Рабочая нагрузка ВР-202 составляет 500 Н, а жесткость амортизатора 50000 Н/м.

Общая схема виброизоляции представлена на рис. 13.

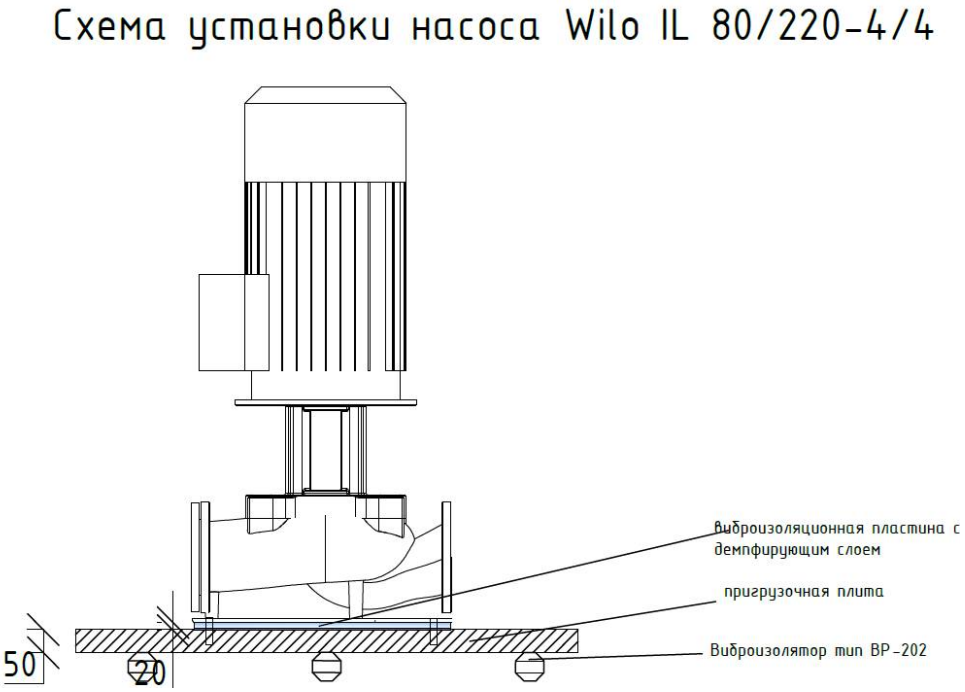

Рис. 13 Общая схема виброизоляции насоса Wilo IL 80/220-4/4

Учитывая, что вибрация, передаваемая на перекрытие, имеет преобладание на частотах звукового диапазона, сам насос должен быть установлен через виброизоляционную пластину на основе полиуретанового эластомера ФЭ-4 с вибродемпфирующей прослойкой, толщиной 15 мм.

Эффективность снижения вибрации виброизоляторами ВР-202 составляет 25,4 дБ.

Внешний вид виброизоляционной пластины представлен на рис. 14.

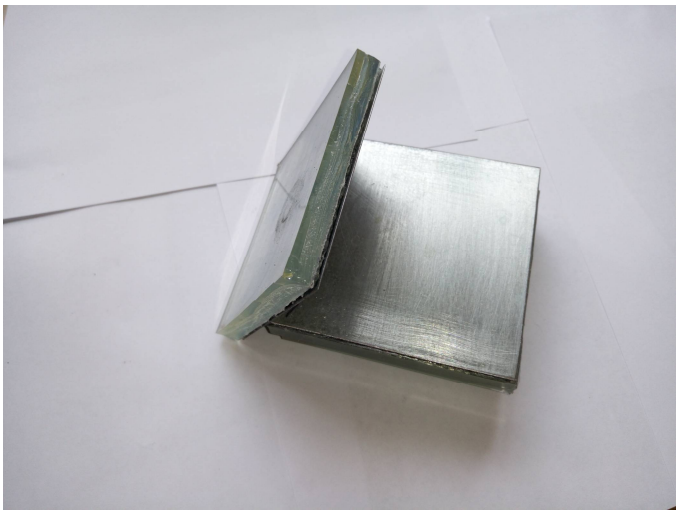

Рис. 14 Внешний вид виброизоляционных пластин AmortiZZo

Состав виброизоляционных пластин AmortiZZo:

-полиуретановый эластомер ФЭ-4;

-вибродемпфирующая прослойка, на основе пленки с экстремально высокими параметрами поглощения вибрации.

2.4.2 Насос циркуляционный IL 80/210-3/4

Насос WILO IL 80/210-3/4 установлен на прямоугольной металлической площадке. Площадка установлена на 4 амортизаторах размером 6,2 х 5 х 4 см.

Линейные размеры насоса представлены на рисунке 15.

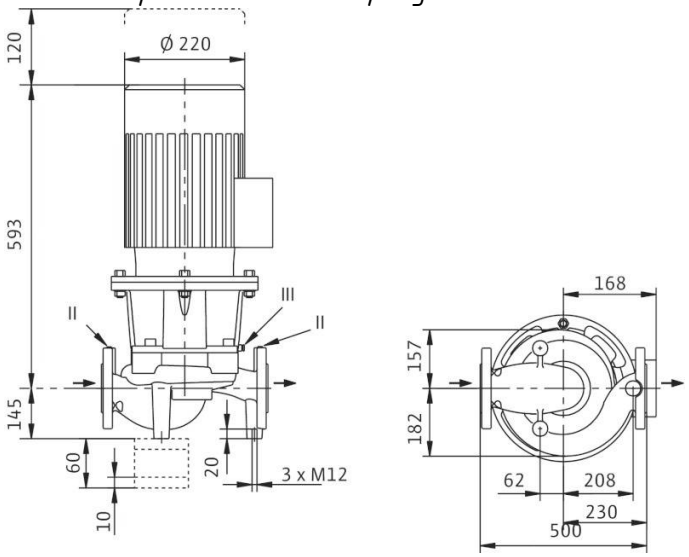

Рис. 15 Размеры насоса WILO IL 80/210-3/4

Размер площадки, на которой установлен насос – 28,2 х 36 см.

Высота стойки, на которой установлена площадка – 42,5 см.

Линейный размер поперечного сечения стойки – 6 см.

Масса площадки вместе со стойкой, на которой установлен насос – 10,2 кг.

Основная частота работы насосов составляет 1450 об/мин.

Масса вращающихся частей циркуляционного насоса составляет 20% от массы всего насоса.

Определим требуемую массу системы по формуле (2), считая, что масса вращающейся части составляет 18,5 кг.

Тогда,

$$M_{тр} = \frac{2{,}5 \cdot 0{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 18{,}5}{0{,}07 \cdot 10^{-3}} = 198{,}2 \text{ кг.}$$

Это значит, что существующая масса насоса (102,5 кг), состоящая из насоса и рамы недостаточна и требуется пригрузочная масса.

$$M_{доп} = M_{тр} - M = 95{,}55 \text{ кг.}$$

Пригрузочную массу можно обеспечить, установив площадку с насосом на бетонную плиту, толщиной 4,2 см, площадью 1 м^2. Масса плиты на бетонном растворе такой толщины будет равна $M_{плиты} = \rho_б h = 2300 \cdot 0.042 = 96{,}6$ кг

Расчет требуемой виброизоляции насоса WILO IL 80/210-3/4 представлен в таблице 6.

Таблица 6.

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Масса насоса, кг	$m_н$	92,5
Общая масса блока, кг	$M = m_н + m_р$	102,5
Масса блока с пригрузочной массой (бетонная плита)	$M_0 = M + M_{доп}$	198,2
Кол-во оборотов в минуту	n	1450
Частота работы, Гц	f	24,1
Применяемый тип амортизации		Резиновый
Количество виброизоляторов	**N**	**5**
Статическая нагрузка на один виброизолятор, Н	P_{st}	389,3
Максимальная нагрузка на один виброизолятор, Н	$P_{\max}$	398,9
Требуемая суммарная жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении., Н/м,	$K_{Ztr} = (2\pi f)^2 M_{tr}$	373100
Суммарная жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении., Н/м,	$k_{Ztr} = K_{Ztr} / N$	74610

Аналогично виброизоляции насоса IL 80/210-3/4 В качестве виброизолятора может быть использован резиновый виброизолятор типа ВР-202.

Установка насоса на пригрузочную массу должна проводиться через виброизоляционную пластину на основе полиуретанового эластомера ФЭ-4, толщиной 15 мм.

Эффективность снижения вибрации составляет 24,7 дБ.

2.4.3 Насос циркуляционный DL 65/140-7.5/2

Линейный сдвоенный насос WILO DL 65/140-7.5/2 установлен на прямоугольной металлической площадке. Площадка установлена на 4 амортизаторах размером 6,2 х 5 х 4 см.

Размер площадки, на которой установлен насос – 24х 44 см.

Высота стоек (2 шт.), на которой установлена площадка – 18.5 см.

Линейный размер поперечного сечения стойки – 6 см.

Масса площадки вместе со стойками, на которой установлен насос – 9,8 кг.

Основная частота работы насосов составляет 1450 об/мин.

Масса насоса общая составляет 184 кг.

Масса вращающихся частей циркуляционного насоса составляет 10% от массы всего насоса, так как насос сдвоенный, и работает один из двух одноступенчатых центробежных насоса.

Определим требуемую массу системы по формуле (2), считая, что масса вращающейся части составляет 18,4 кг.

Тогда,

$$M_{тр} = \frac{2{,}5 \cdot 0{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 18{,}4}{0{,}04 \cdot 10^{-3}} = 345 \text{ кг.}$$

Это значит, что существующая масса насоса (193,8 кг), состоящая из насоса и рамы недостаточна и требуется пригрузочная масса.

$$M_{доп} = M_{тр} - M = 151{,}4 \text{ кг.}$$

Пригрузочную массу можно обеспечить, установив площадку с насосом на бетонную плиту, толщиной 6,6 см, площадью 1 м^2. Масса плиты на бетонном растворе такой толщины будет равна $M_{плиты} = \rho_б h = 2300 \cdot 0.066 = 151{,}8$ кг

Расчет требуемой виброизоляции насоса WILO IDL 65/140-7.5/2 представлен в таблице 7.

Таблица 7.

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Масса насоса, кг	$m_н$	184
Общая масса блока, кг	$M = m_н + m_р$	193,8
Масса блока с пригрузочной массой (бетонная плита)	$M_0 = M + M_{доп}$	345
Кол-во оборотов в минуту	n	2900
Частота работы, Гц	f	48,3
Применяемый тип амортизации		Резиновый
Количество виброизоляторов	**N**	**8**
Статическая нагрузка на один виброизолятор, Н	P_{st}	423,5
Максимальная нагрузка на один виброизолятор, Н	$P_{\max}$	447,3
Требуемая суммарная жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении., Н/м,	$K_{Ztr} = (2\pi f)^2 M_{tr}$	2597000
Суммарная жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении., Н/м,	$k_{Ztr} = K_{Ztr} / N$	324700

Количество виброизоляторов подбиралось исходя из технических характеристик виброизолятора типа ВР-202.

Эффективность снижения вибрации составляет 37,9 дБ.

Такая же эффективность виброизоляции будет достигнута, если будет осуществлен выбор другого типа виброизоляторов, а именно ВР-203, в количестве 4 шт.

Установка насоса на пригрузочную массу должна проводиться через виброизоляционную пластину на основе полиуретанового эластомера ФЭ-4 с вибродемпфирующей прослойкой, толщиной 15 мм.

2.4.4 Насос циркуляционный DPL 32/110-0.75/2

Линейный сдвоенный насос WILO DPL 32/110-0.75/2 установлен на прямоугольной металлической площадке. Площадка установлена на 4 амортизаторах.

Размер площадки, на которой установлен насос – 20х 26 см.

Высота стойки, на которой установлена площадка – 18.5 см.

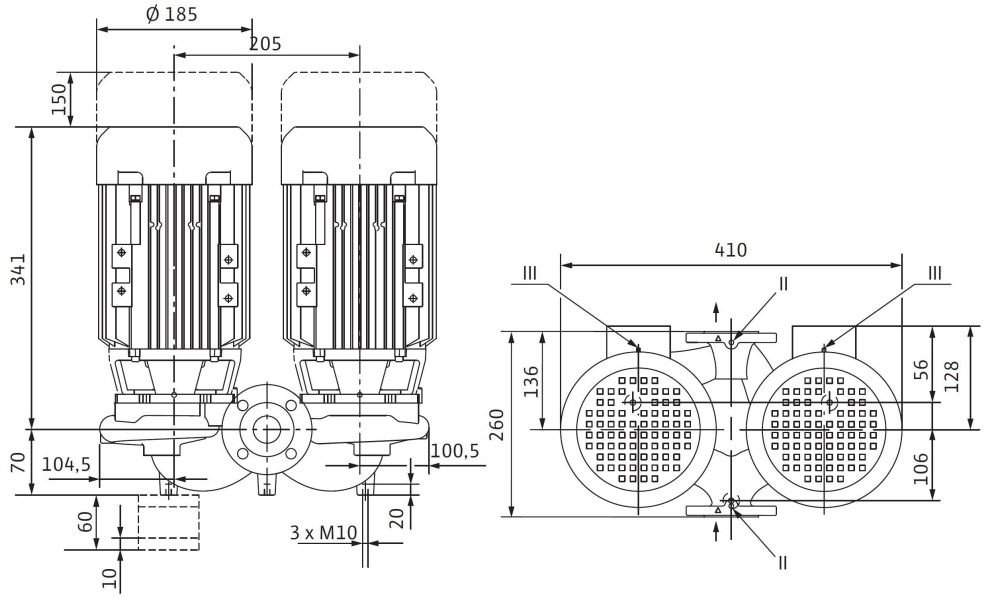

Рис. 16 Размеры насоса DPL 32/110-0.75/2

Линейный размер поперечного сечения стойки – 6 см.

Масса площадки вместе со стойками, на которой установлен насос – 7,7 кг.

Основная частота работы насосов составляет 2900 об/мин.

Масса насоса составляет 46,3 кг.

Масса вращающихся частей циркуляционного насоса составляет 10% от массы всего насоса, так как насос сдвоенный, и работает один из двух одноступенчатых центробежных насоса.

Определим требуемую массу системы по формуле (2), считая, что масса вращающейся части составляет 4,6 кг.

Тогда,

$$M_{тр} = \frac{2{,}5 \cdot 0{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 4{,}6}{0{,}04 \cdot 10^{-3}} = 86{,}8 \text{ кг.}$$

Это значит, что требуется пригрузочная масса.

$$M_{доп} = M_{тр} - M = 33{,}4 \text{ кг.}$$

Расчет требуемой виброизоляции насоса WILO DPL 32/110-0.75/2 представлен в таблице 8.

Таблица 8.

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Масса насоса, кг	$m_н$	46,3
Общая масса блока, кг	$M = m_н + m_р$	54
Масса блока с пригрузочной массой	$M_0 = M + M_{доп}$	86,8
Кол-во оборотов в минуту	n	2900
Частота работы, Гц	f	48,3
Применяемый тип амортизации		Резиновый
Количество виброизоляторов	**N**	**4**
Требуемая суммарная жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении., Н/м,	$K_{Ztr} = (2\pi f)^2 M_{tr}$	2597000
Суммарная жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении., Н/м,	$k_{Ztr} = K_{Ztr} / N$	324700
Линейный размер виброизолятора, см	δ	5
Площадь единичного виброизолятора, м^2	s	0,0025
Площадь всех виброизоляторов, м^2	S	0,01
Рабочая высота виброизолятора, см	$H_p = E_d \cdot S / K_{Ztr}$	2
Общая высота виброизолятора, см	$H = H_p + \delta / 8$	2,4

Площадь амортизатора выбрана из соображений удобства установки.

За основу материала виброизолятора взята резина на основе натурального каучука типа 2959 с твердостью по Шору не более 55 ShA и модулем упругости не более 4 МПа.

Установка насоса на пригрузочную массу должна проводиться через виброизоляционную пластину на основе полиуретанового эластомера ФЭ-4, толщиной 15 мм.

2.4.5 Насос циркуляционный TOP SD 40/15

Линейный сдвоенный насос WILO TOP SD 40/15 установлен на прямоугольной металлической площадке. Площадка установлена на 4 амортизаторах.

Размер площадки, на которой установлен насос – 15х 26,5 см.

Высота стойки, на которой установлена площадка – 18.5 см.

Линейный размер поперечного сечения стойки – 6 см.

Масса площадки вместе со стойками, на которой установлен насос – 4.9 кг.

Основная частота работы насосов составляет 2900 об/мин.

Масса насоса составляет 38.9 кг.

Масса вращающихся частей циркуляционного насоса составляет 10% от массы всего насоса, так как насос сдвоенный, и работает один из двух одноступенчатых центробежных насоса.

Определим требуемую массу системы по формуле (2), считая, что масса вращающейся части составляет 3.9 кг.

Тогда,

$$M_{тр} = \frac{2{,}5 \cdot 0{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 3{,}9}{0{,}04 \cdot 10^{-3}} = 72{,}9 \text{ кг.}$$

Это значит, что требуется пригрузочная масса.

$$M_{доп} = M_{тр} - M = 29{,}1 \text{ кг.}$$

Расчет требуемой виброизоляции насоса WILO DPL 32/110-0.75/2 представлен в таблице 9.

Таблица 9.

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Масса насоса, кг	$m_н$	38.9
Общая масса блока, кг	$M = m_н + m_р$	43.7
Масса блока с пригрузочной массой	$M_0 = M + M_{доп}$	72.9
Кол-во оборотов в минуту	n	2900
Частота работы, Гц	f	48,3
Применяемый тип амортизации		Резиновый
Количество виброизоляторов	**N**	**4**
Требуемая суммарная жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении., Н/м,	$K_{Ztr} = (2\pi f)^2 M_{tr}$	549100
Суммарная жесткость одного виброизолятора в вертикальном направлении., Н/м,	$k_{Ztr} = K_{Ztr} / N$	137280.2
Линейный размер виброизолятора, см	δ	5
Площадь единичного виброизолятора, м^2	s	0,0025
Площадь всех виброизоляторов, м^2	S	0,01
Рабочая высота виброизолятора, см	$H_p = E_d \cdot S / K_{Ztr}$	2
Общая высота виброизолятора, см	$H = H_p + \delta / 8$	2,4

Площадь амортизатора выбрана из соображений удобства установки.

За основу материала виброизолятора взята резина с твердостью по Шору не более 55 ShA и модулем упругости не более 4 МПа.

Эффективность виброизоляции не менее 21 дБ.

Установка насоса на пригрузочную массу должна проводиться через виброизоляционную пластину на основе полиуретанового эластомера ФЭ-4, толщиной 15 мм.

2.4.6 Блок Теплообменника НН №47

Теплообменники НН №47 (см. рис. 16) в количестве 2 шт., установлены на общей раме. Масса теплообменника составляет 585 кг. Масса рамы – 75,7 кг. Общая масса 2 теплообменников с рамой - 1245,7 кг.

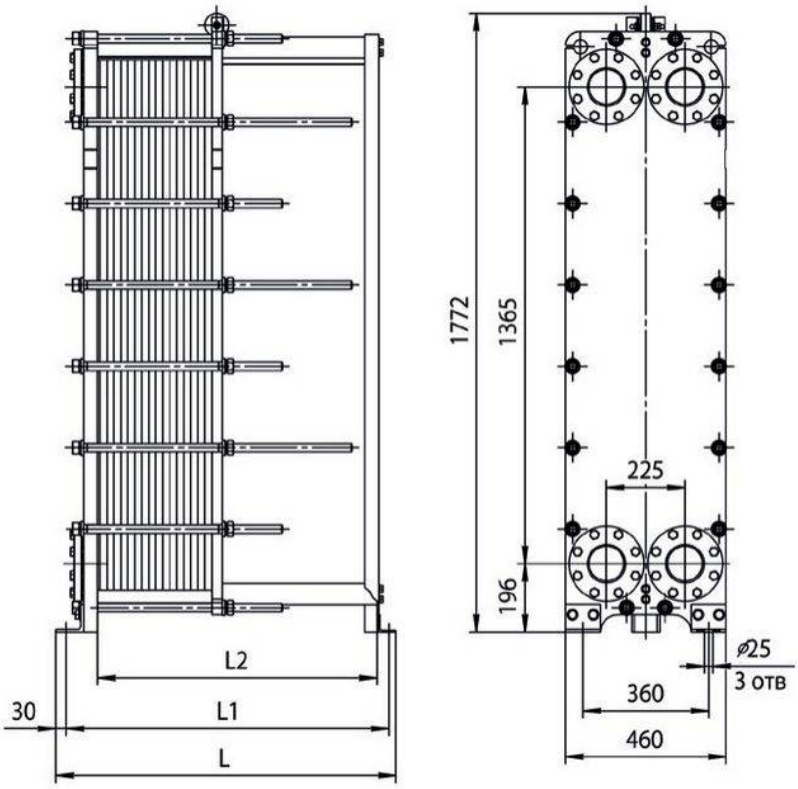

Рис. 17 Размеры теплообменника

Вращающихся частей в теплообменнике нет, поэтому требуемая масса равна сумме масс теплообменника и рамы. Пригрузочной массы не требуется.

Основная частота вибрации передаваемой на перекрытие будет соответствовать частоте работы насосов, т.е. 48,3 Гц.

В связи с тем, что нагрузка распределяется по раме неравномерно, виброизолятры требуется располагать так, чтобы осадка всех виброизоляторов была одинаковой. Основное количество виброизоляторов располагается под .теплообменником. Рекомендованный тип виброизолятора – ВР-203.

Таблица 10.

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Масса теплообменника, кг	$m_н$	585
Общая масса блока, кг	$M = m_н + m_р$	1245,7
Частота основной вибрации, Гц	f	48,3
Применяемый тип амортизации	Резиновый	ВР-203
Требуемая жесткость амортизаторов, кН/м	$K_{тр} = (2\pi f_{доп})^2 M$	$K_{тр} = 9378$
Допустимая нагрузка на один виброизолятор, кг		100
Количество амортизаторов	N	12
Жесткость одного амортизатора, кН/м	$k_в$	100
Жесткость системы 12-ти виброизоляторов, кН/м	$K_в$	1200
Эффективность виброизоляции, дБ	$\Delta L = 20\log\left\lvert\frac{f^2}{f_{доп}^2} - 1\right\rvert$	39,5

2.4.7 Блок Теплообменника НН №007

Теплообменники НН №007 (см. рис. 16) в количестве 2 шт., установлены на общей раме. Масса теплообменника составляет 115 кг. Масса рамы – 80 кг. Общая масса 2 теплообменников с рамой - 310 кг.

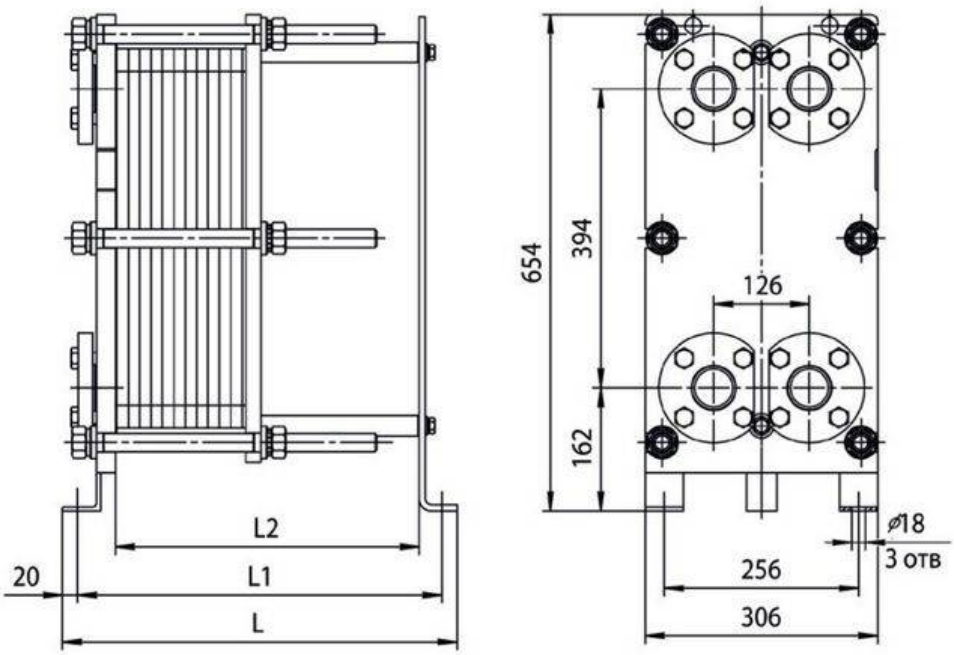

Рис. 18 Размеры теплообменника

Вращающихся частей в теплообменнике нет, поэтому требуемая масса равна сумме масс теплообменника и рамы. Пригрузочной массы не требуется.

Основная частота вибрации передаваемой на перекрытие будет соответствовать частоте работы насосов, т.е. 48,3 Гц.

В связи с тем, что нагрузка распределяется по раме неравномерно, виброизолятры требуется располагать так, чтобы осадка всех виброизоляторов была одинаковой. Основное количество виброизоляторов располагается под .теплообменником.

Таблица 11

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Масса теплообменника, кг	$m_н$	115
Общая масса блока, кг	$M = m_н + m_р$	310
Частота основной вибрации, Гц	f	48,3
Применяемый тип амортизации	Резиновый	ВР-202
Требуемая жесткость амортизаторов, кН/м	$K_{тр} = (2\pi f_{доп})^2 M$	$K_{тр} = 2334$
Допустимая нагрузка на один виброизолятор, кг		50
Количество амортизаторов	N	12
Жесткость одного амортизатора, кН/м	$k_в$	50
Жесткость системы 12-ти виброизоляторов, кН/м	$K_в$	600
Эффективность виброизоляции, дБ	$\Delta L = 20\log\left\lvert\frac{f^2}{f_{доп}^2} - 1\right\rvert$	33,4

2.4.8 Контакт трубопроводов, опор с перекрытием

Как показали результаты натурных измерений, наибольшая вибрация перекрытий возникает в местах контакта опор с перекрытием, где виброизоляция не предусмотрена (см. рис. 18).

Рис. 19 Места контакта опор где виброизоляция не предусмотрена

Учитывая, что массу трубопроводов с водой, опор и других конструктивных элементов определить не представляется возможным, для снижения вибрации в местах контакта рекомендуется установить виброизоляционную полиуретановую пластину с вибродемпфирующим слоем (см. рис. 14).

Последние исследования показали высокие эксплуатационные качества данного решения и максимально возможную эффективность (при прочих равных параметрах).

Площадь опор в среднем составляет примерно 15х15 см. Для виброизоляции рекомендуется брать площадь несколько большую чем площадь опоры, а именно 20х20 см.

В таблице 12 представлены данные по необходимо количеству виброизоляционных элементов.

Наименование изолируемого агрегата	Тип виброизоляции, площадь	Количество
IL 80/220-4/4	Резиновый виброизолятор ВР-202	5
	Amortizo 28.2x36x15 см	1
IL 80/210-3/4	Резиновый виброизолятор ВР-202	5
	Amortizo 28.2x36x15 см	1
DL 65/140-7.5/2	Резиновый виброизолятор ВР-202	8
	Amortizo 24x44x15 см	1
DPL 32/110-0,75/2	Резина типа 2959 5x5x2 см	4
	Amortizo 20x26x15 см	1
TOP SP 40/15	Резина типа 2959 5x5x2 см	4
	Amortizo 15x26.5x15 см	1
НН №47	Резиновый виброизолятор ВР-203	12
	или Amortizo 30x30x15 см	8
НН №07	Резиновый виброизолятор ВР-203	12
	или Amortizo 30x30x15 см	8
Опоры	Amortizo 20x20x15 см	Не менее 50

Общая площадь Amortizo ~ 4 м^2;

Средняя стоимость 1 м^2 ~27000 руб.

2.5. Системы звукоизоляции

Как было сказано выше, кроме возбуждения механических колебаний перекрытия пола котельной в процессе передачи вибрации участвуют колонны и фановая труба.

Частично вибрация на эти конструкции передается непосредственно с перекрытия, а часть вибрации формируется в виде структурного шума. При этом основным источником структурного шума является воздушный шум в помещении котельной.

Для минимизации рассматриваемого явления необходимо увеличить звукоизоляционную составляющую колонн и фановой трубы. Увеличение звукоизоляции для этих конструкций можно обеспечить формированием звукоизоляционных коробов.

Суть их заключается в формировании независимого каркаса вокруг колонны и фановой трубы (см. рис. 20).

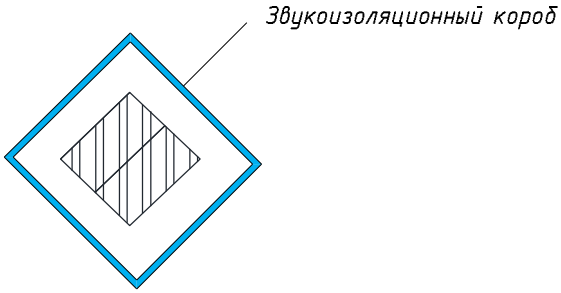

Рис. 20 Звукоизоляционный короб

Состав конструкции звукоизоляционного короба представлен на рис. 21.

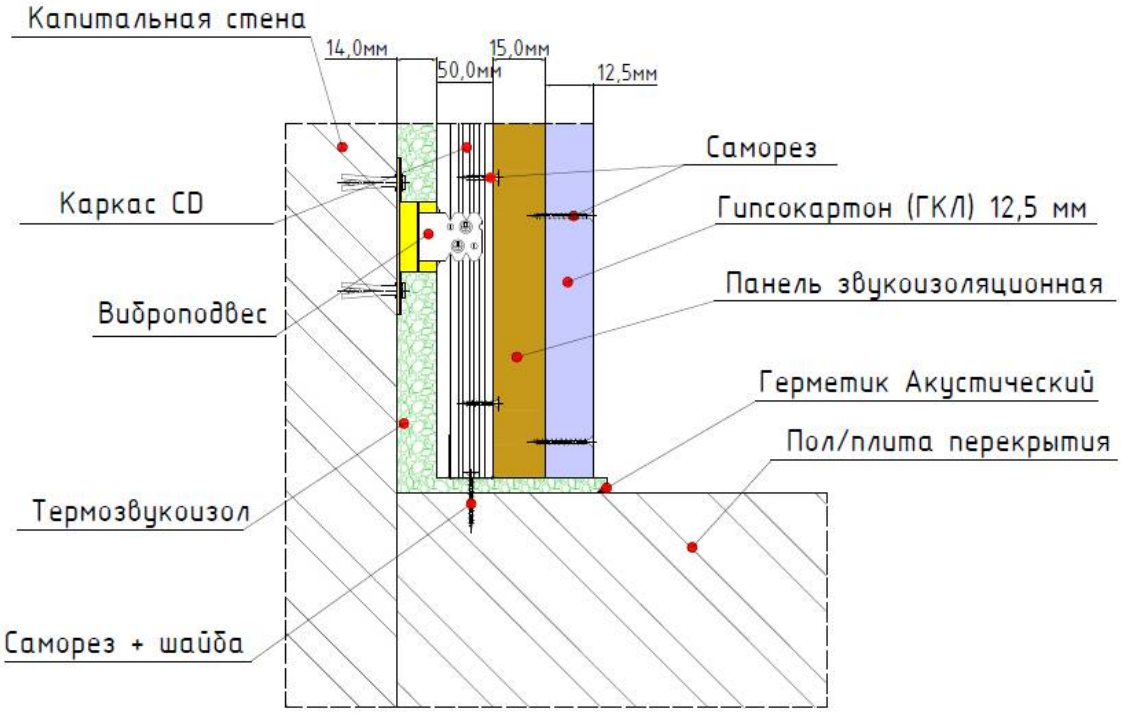

Рис. 21 Состав конструкции звукоизоляционного короба.

Также дополнительно рекомендуется провести демпфирование фановой трубы – мастикой типа «Адэм». Толщина слоя вибродемпфирующей мастики должна составлять двойную толщину стали, из которой выполнена труба.

Это позволит снизить шум в помещениях 20-го этажа.

Провести звукоизоляцию корпусов котлов Rendamax.

За счет возбуждения механических колебаний корпуса котла, формируется сильный низкочастотный шум. Для уменьшения этого шума, рекомендуется изменить жесткость съемных панелей (добавление ребер жесктости), увеличить их массу (с внутренней стороны можно приклеить тяжелые звукоизоляционные мембраны или панели).

Внутреннюю сторону корпуса котла следует облицевать минеральной ватой или звукопоглощающим материалом на основе меламина, толщиной не менее 20 мм.

ПРОТИВОШУМОВЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

1. Установка виброизоляционных пластин под опоры

Согласно рис. 6 и рис. 7, показывающих распределение вибрации перекрытия, в области опор, для которых виброизоляция не проводилась, требуется провести установку виброизоляционных пластин.

На рис. 22 представлен план размещения металлических опор.

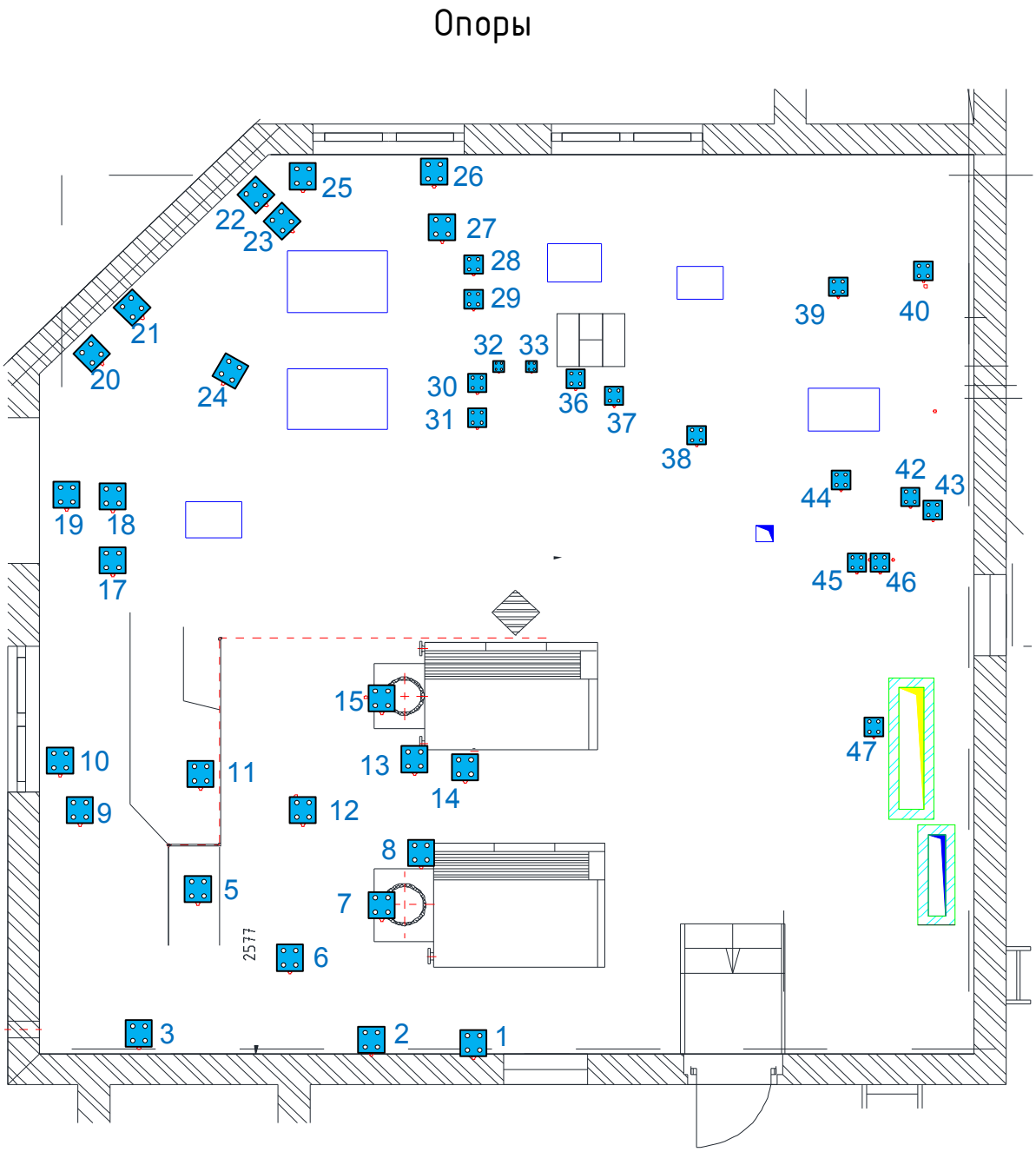

Рис. 22 План размещении опор

Сравнивая места повышенной вибрации перекрытия с планом размещения опор, принимаем решение, о том какие опоры требуется виброизолировать материалом Amortizzo (см. рис. 23).

Опоры под виброизоляцию

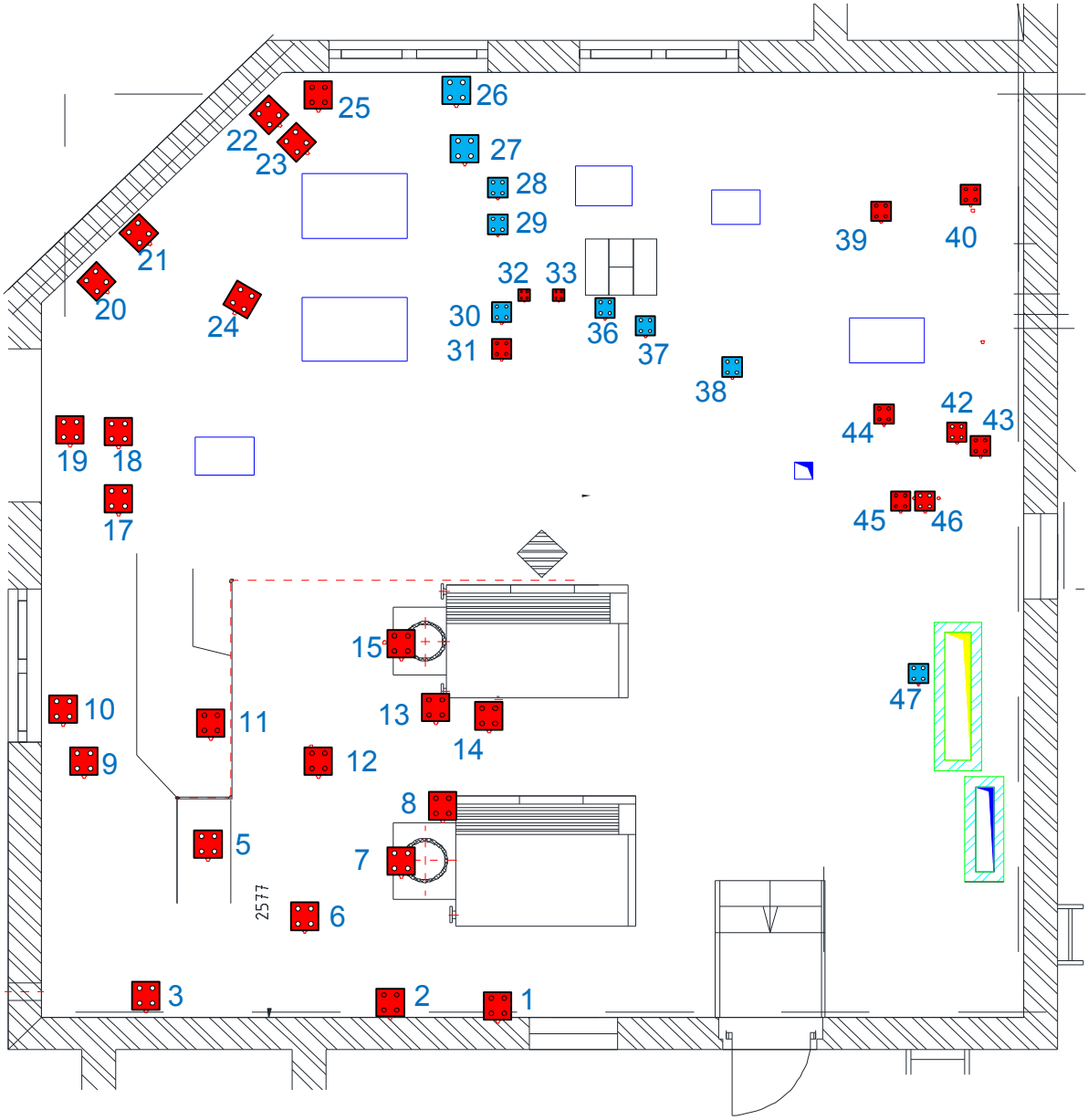

Рис. 23 План размещении опор с виброизоляционными пластинами

Способ установки виброизоляционных пластин представлен на рис. 24.

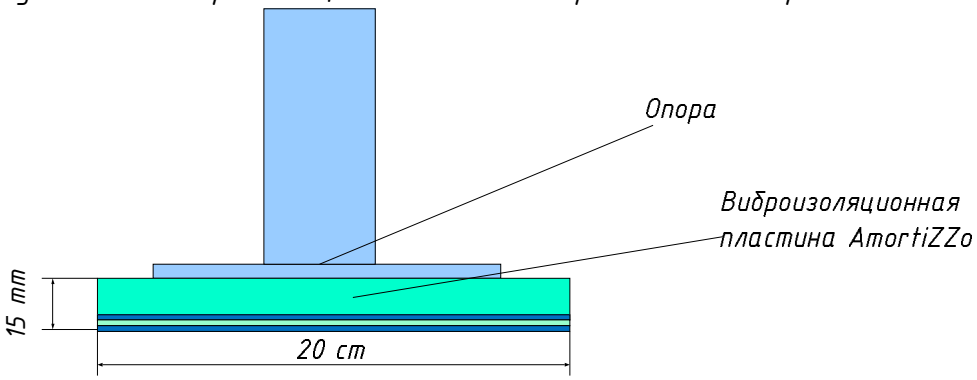

Рис. 24 Способ установки виброизоляционных пластин

Как видно из рис. 24, опора может не закрепляться болтовым соединением. При необходимости, крепление опоры осуществляется стандартным способом, с помощью 4 анкеров. Однако перед креплением анкера в отверстие под крепление требуется залить акустический герметик. После крепления анкера излишки герметика требуется убрать.

Также стойки стоящие у стен требуется виброизолировать от стен аналогичным способом.

В таблице 13 представлены номера опор, для которых необходимо разместить виброизоляционное крепление.

Номера опор, для которых необходимо разместить виброизоляционное крепление	
Виброизоляция опор к полу	*Виброизоляция опор к стенам*
1,2,3,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,17,18,19,20,21,22,23,24, 25,31,32,33,39,40,42,43,44,45,46	*1,2,3,21,25*

Виброизоляция проводится для всех опор одинаковым способом, пластинами с размером 200х200х15 мм. Общее количество виброизоляционных пластин – 38 шт.

2. Пригрузочная масса и виброизоляторы

Как показал расчет виброизоляции, масса насосов, установленная на рамы из швеллеров недостаточна. Практически для всех насосов требуется дополнительная пригрузочная масса ~ 100 кг (добавочную массу см. для каждого насоса отдельно).

Добавочную массу можно обеспечить или с помощью дополнительной бетонной плиты, или с помощью металлических грузов приваренных (прикрепленных) к существующим рамам.

Помимо пригрузочной массы, требуется установка рамы на соответствующие амортизаторы. В основном это стандартные резиновые виброизоляторы ВР-202. Для каждого насоса требуется свое количество и свой тип виброизоляторов (см. таблицу 12).

Установка пригрузочной массы на виброизоляторы приведет к необходимости «поднятия» всех конструкций на 7-8 см.

3. Отсечка фановой трубы от перекрытия

В ходе натурных измерений был определен дополнительный путь распространения вибрации через фановую трубу.

Для минимизации явления распространения структурного шума трубу следует изолировать от перекрытия. Жесткого контакта трубы с перекрытием быть нигде не должно. Пространство между трубой и перекрытием можно заполнить базальтовой ватой плотностью 80 кг/м^3.

4. Звукоизоляция фановой трубы

Так как стенки фановой трубы достаточно тонкие, шум может попадать в жилые помещения следующим образом: котельная – стенка фановой трубы – «вниз по трубе до жилого этажа» - стенка фановой трубы – квартира.

Поэтому фановую трубу следует поместить в звукоизоляционный короб имеющий конструкцию, как показано на рис. 21.

5. Звукоизоляция колонны в котельной

Аналогичным образом должна быть проведена звукоизоляция колонны в помещении котельной.

6. Компенсаторы для насосов

Частично, вопросы передачи вибрации на перекрытие могут быть решены с помощью установки виброкомпенсаторов (слева и справа) от насосов IL 80/220-4/4 и IL 80/210-3/4.

При этом длина трубопроводов в месте установки виброкомпенсаторов должна быть уменьшена.

В зависимости от температуры рабочей жидкости выбираются или металлические или резиновые компенсаторы.

Компенсаторы из нержавеющей стали

>Применение:
Для снижения вибрации.

>Объем поставки:
Со свободными фланцами и внешним креплением.

Эксплуатационная температура, макс. 120 °C.
(С демпфирующими шайбами из стали до 200 °C)
Монтажная длина 130 мм, фланец PN 16, размеры DN40-DN250

Информация для заказа

Компенсатор из нержавеющей стали V4A

Присоединения	Артикул
DN 40	2515508
DN 50	2514241
DN 65	2514242
DN 80	2514243
DN 100	2514244
DN 125	2514245
DN 150	2514246
DN 200	2525811
DN 250	2525812

> **Применение:**
Для снижения вибрации.

> **Объем поставки:**
Со свободными фланцами и ограничителями линейного расширения.

Эксплуатационная температура, макс. 90 °C.
Допустимая деформация 15 мм, монтажная длина 130 мм, фланец PN 16, размеры DN40–DN250

Информация для заказа

Резиновый компенсатор KTW

Присоединения	Артикул
DN 40	2515507
DN 50	2514235
DN 65	2514236
DN 80	2514237
DN 100	2514238
DN 125	2514239
DN 150	2514240
DN 200	2519473
DN 250	2519474