

ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

**Расчет основных частот вибрации узлов машин
и параметров измерительной аппаратуры**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Красноярск

2015

Содержание

1	Введение	3
2	Варианты для выполнения Курсовой работы	4
3	Глава 1. Измерение вибрации оборудования и тока электродвигателя	29
4	1.1. Измерительные преобразователи. Анализаторы	29
5	Глава 2. Основные составляющие вибрации вращающегося оборудования	31
6	2.1. Природа вибрации во вращающемся оборудовании	31
7	2.2. Вибрация ротора и линии вала	31
8	2.3 Вибрация вала с шестернями в переборных редукторах	34
9	2.4. Вибрация ротора в подшипниках качения	37
39	2.5. Вибрация ротора в подшипниках скольжения	41
10	2.6. Вибрация ротора с рабочими колесами	42
11	2.7. Вибрация вала со шкивами (звездочками) в ременных (цепных) передачах	44
13	2.8. Дефекты электромагнитной системы электрических машин	51
14	2.9. Дефекты ротора с рабочими колесами в потоке жидкости и газа	56
15	Глава 3. Основные вибродиагностические признаки дефектов машин и оборудования	59
16	3.1. Вибродиагностические признаки дефектов подшипников качения	59
17	3.2. Вибродиагностические признаки дефектов подшипников скольжения	60
18	3.3. Вибродиагностические признаки дефектов ременной передачи	61
19	3.4. Вибродиагностические признаки дефектов зубчатой передачи в составе переборного редуктора	62
20	3.5. Вибродиагностические признаки дефектов асинхронного двигателя	63
21	3.6. Вибродиагностические признаки дефектов синхронного двигателя	64
22	3.7. Вибродиагностические признаки дефектов машины постоянного тока	64
23	3.8. Вибродиагностические признаки дефектов агрегатов с рабочими колёсами	65
24	Глава 4. Расчет основных установок виброанализатора	67
25	4.1. Пример определения основных установок анализатора для диагностирования подшипников качения	72
26	4.2. Пример определения основных установок анализатора для диагностирования подшипников скольжения	73
27	4.3. Пример определения основных установок анализатора для диагностирования рабочих колес насосных агрегатов и вентиляторов	75
28	4.4. Пример определения основных установок анализатора для диагностирования зубчатой передачи	76
29	4.5. Пример определения основных установок анализатора для диагностирования электромагнитной системы машин постоянного тока	78
30	4.6. Пример определения основных установок анализатора для диагностирования электромагнитной системы синхронных машин	79
31	4.7. Пример определения основных установок анализатора для диагностирования электромагнитной системы асинхронных двигателей	81
32	Приложение 1	82
33	Список использованных источников	84

Введение

Инструментальная диагностика машин и механизмов в процессе эксплуатации без их остановки и разборки из стадии научных исследований перешла в стадию практического использования лишь в конце двадцатого столетия. До начала широкого использования цифровых измерительно-анализирующих приборов и персональных компьютеров диагностика работающих машин и механизмов строилась, в основном, на широких возможностях таких органов чувств человека, как зрение и слух.

Визуальный и акустический контроль состояния машин, дополненный контролем температуры и вибрации отдельных узлов с применением простейших приборов, и был основой практической диагностики, по данным которой принималось решение о необходимости остановки машины для детального исследования состояния методами неразрушающего контроля с ее частичной или полной разборкой. Еще одной часто используемой группой методов контроля состояния машин, позволяющей получать весомую диагностическую информацию без остановки оборудования, являлся анализ проб смазки и продуктов сгорания.

Достоверность контроля состояния машин и механизмов при такой диагностике не была достаточной для прогнозирования их безопасной работы на длительный срок, поэтому для обеспечения требуемой надежности оборудования в обязательном порядке выполнялись периодическое обслуживание и, даже без необходимости, периодические ремонты, на что затрачивались огромные материальные и людские ресурсы. Поскольку эти ресурсы ограничены и, как показали многочисленные исследования, до 70 % дефектов машин, снижающих их ресурс, вносятся именно при обслуживании и ремонте, важнейшей задачей ученых и производителей стало такое развитие диагностики машин и оборудования во время эксплуатации, которое позволяет перейти на их обслуживание и ремонт по фактическому состоянию.

Такая возможность появилась с началом развития миниатюрной цифровой вычислительной техники и создания на их основе сложных измерительных и анализирующих систем. Именно в 90-е годы 20 столетия из широкой номенклатуры методов неразрушающего контроля стало выделяться направление, получившее во многих странах название «Condition monitoring and diagnostics of machines», т.е. «Наблюдение за состоянием и диагностика машин». Это направление объединило основные методы диагностики работающих машин, т.е. их функциональной или рабочей диагностики по параметрам пяти основных видов диагностических сигналов. К этим сигналам относятся вибрация оборудования, его температура, ток приводного двигателя, сигналы акустической эмиссии в элементах оборудования и состав смазки.

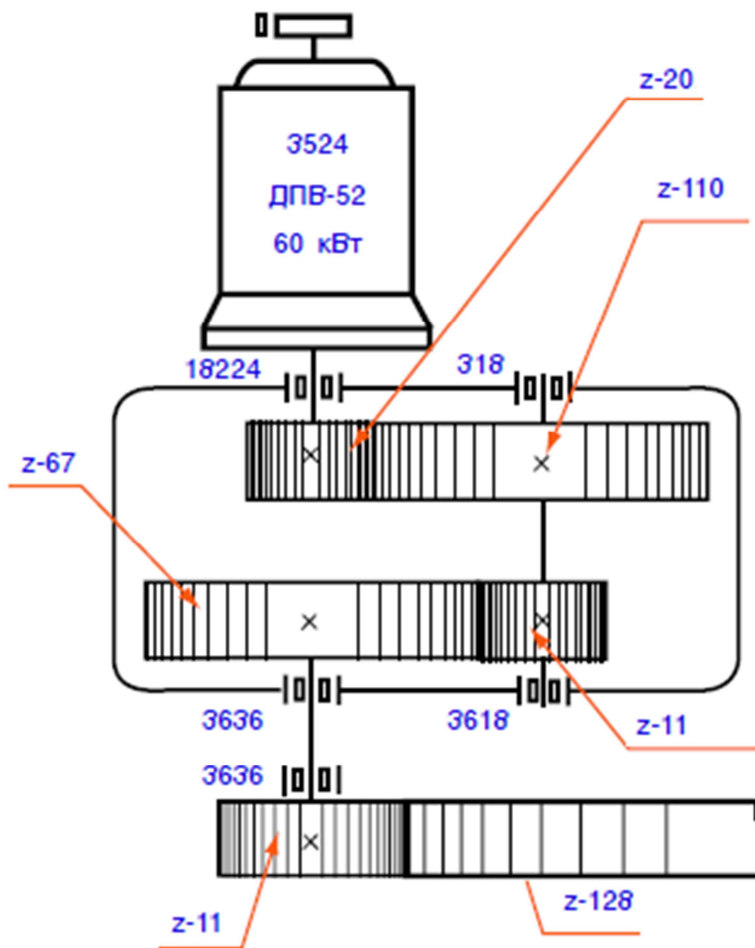
В рамках «Condition monitoring» в настоящее время используются не только функциональные методы диагностики работающих в номинальных режимах машин и оборудования, но и задачи оптимизации времени и объемов обслуживания тогда, когда по результатам диагностики такое обслуживание машин и оборудования становится необходимым. Соответственно, после остановки машины (оборудования) на обслуживание для уточнения результатов диагностики могут применяться и другие методы неразрушающего контроля, в частности визуальные или тестовые, в том числе электрическая, магнитная и ультразвуковая дефектоскопия. И, наконец, в рамках «Condition monitoring» могут выполняться специальные операции обслуживания, такие как балансировка и центровка роторов, коррекция механических свойств машин и оборудования, замена смазки и др., направленные на восстановление безопасных режимов работы оборудования.

Настоящее пособие рассматривает основные вопросы вибрационной диагностики и рассчитано на студентов и специалистов, осваивающих методы контроля состояния, диагностики и обслуживания типового вращающегося оборудования

Варианты для выполнения работы

Вариант № 1

Механизм поворота ЭКГ-5А



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
318	90	190	31.75	-	8
18224	120	170	19.844	-	20
3524	120	215	25	-	36
3618	90	190	27	-	28
3636	180	380	50	-	30

Частота вращения электродвигателя - 1230 об/мин

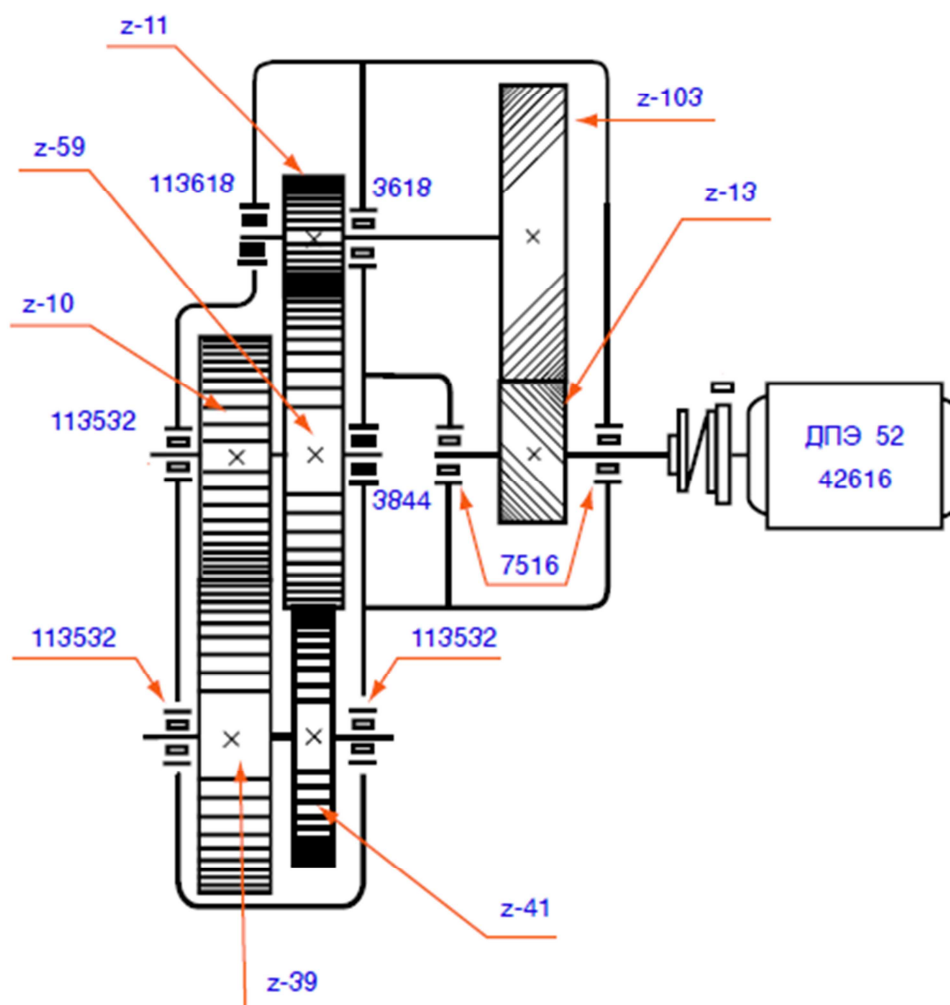
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 35

Число пластин коллектора - 140

Вариант № 2

Механизм хода ЭКГ-5А



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
3844	220	320	23x28,06	-	60
3618	90	190	27x23,239	-	28
113532	160	290	34	-	36
113618	90	190	27	-	28
7516	80	140	13,85	12-16	19
42616	80	170	22	18	14

Частота вращения электродвигателя - 1230 об/мин

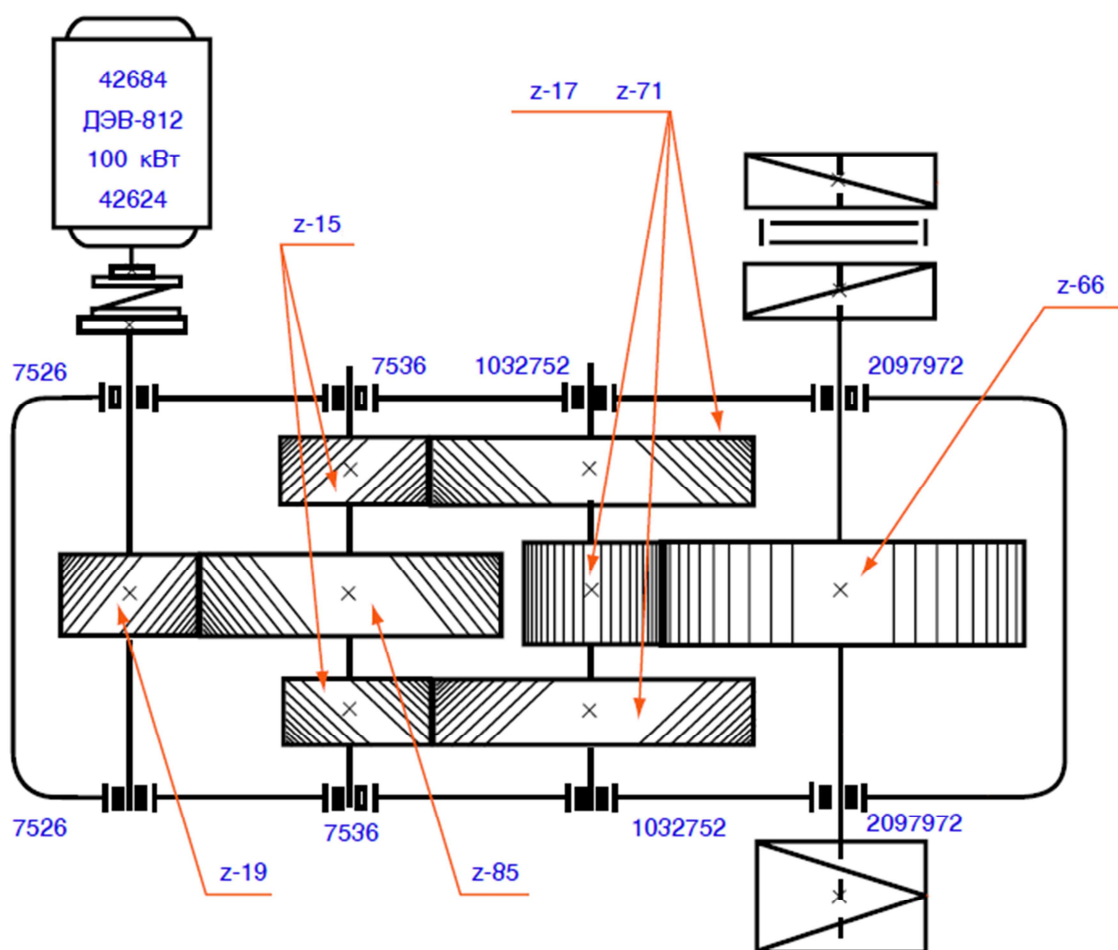
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 35

Число пластин коллектора - 140

Вариант № 3

Механизм напора ЭКГ-8И



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
42684	60	130	19.5	-	26
7526	130	230	20,76	12-16	21
7536	180	320	32,87	12-16	16
1032752	260	340	45	18	20
2097972	360	480	26,67	-	80

Частота вращения электродвигателя - 750 об/мин

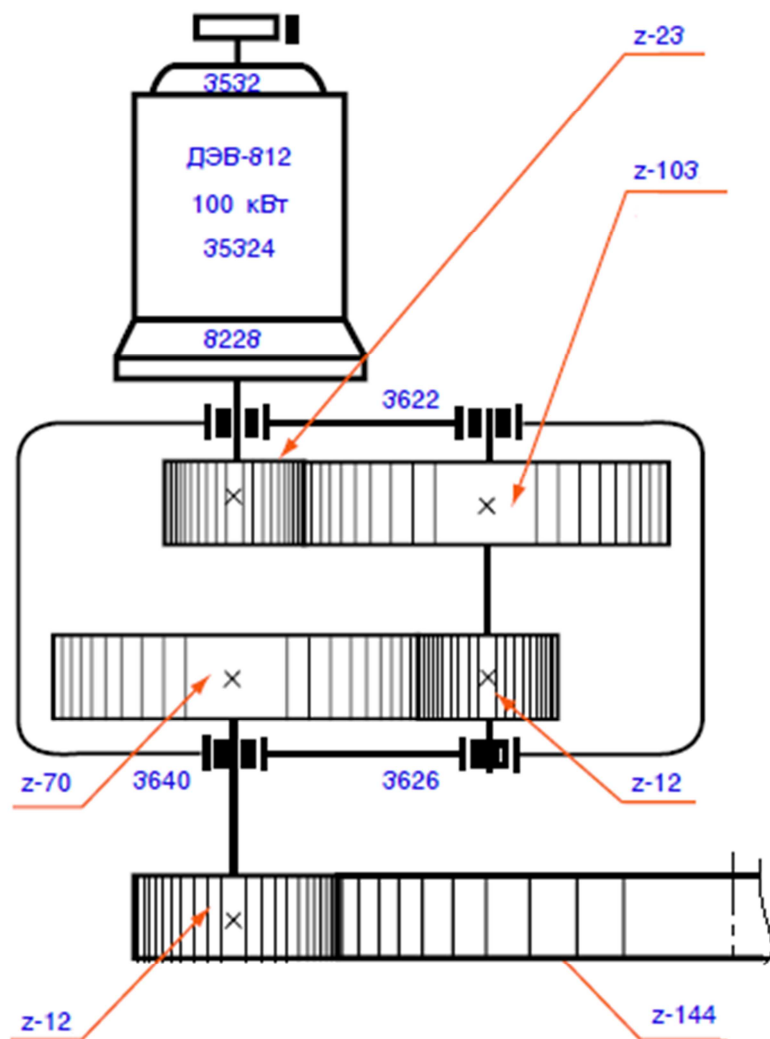
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 4

Механизм поворота ЭКГ-8И



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
3532	160	290	34	-	36
8228	140	200	23,812	-	19
3622	110	240	35	-	28
3640	200	420	52	-	32
3626	130	280	35	-	32

Частота вращения электродвигателя - 750 об/мин

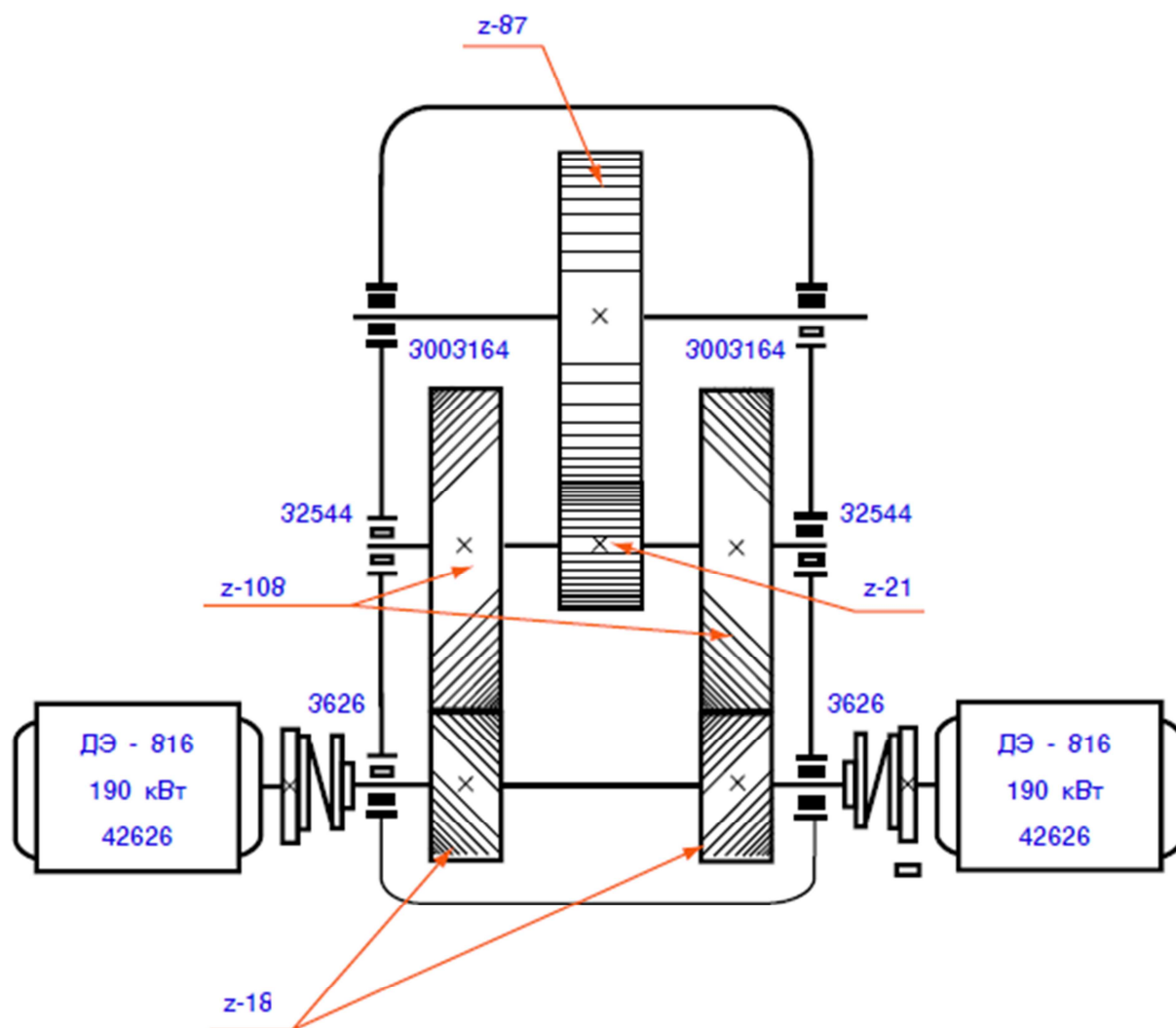
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 5

Механизм поворота ЭКГ-8И



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
3626	130	280	35	-	32
42626	130	280	38	18	14
32544	220	400	23	18	28
3003164	320	480	39	-	56

Частота вращения электродвигателя - 750 об/мин

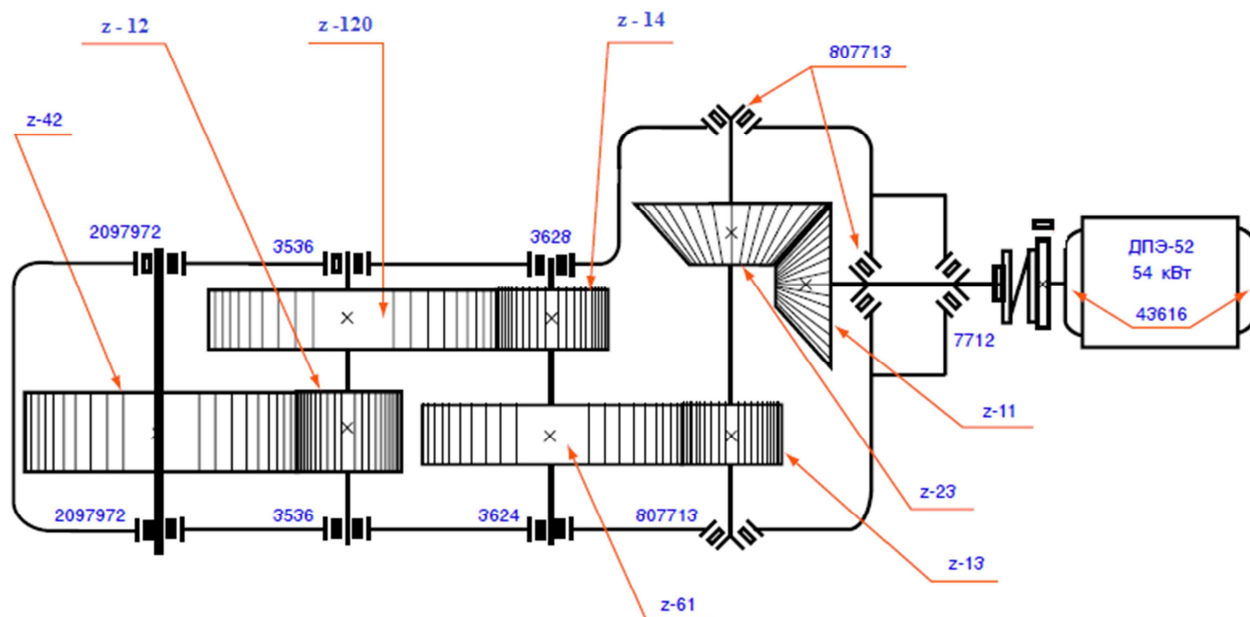
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 6

Механизм хода ЭКГ-8И



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
2097972	360	480	26,67	-	80
3536	180	320	35,5	-	38
3628	140	300	42	-	28
3624	120	260	38	-	28
807713	65	150	17,06	10-18	15
7712	60	120	16,32	10-18	15
43616	80	170	22	18	14

Частота вращения электродвигателя - 1230 об/мин

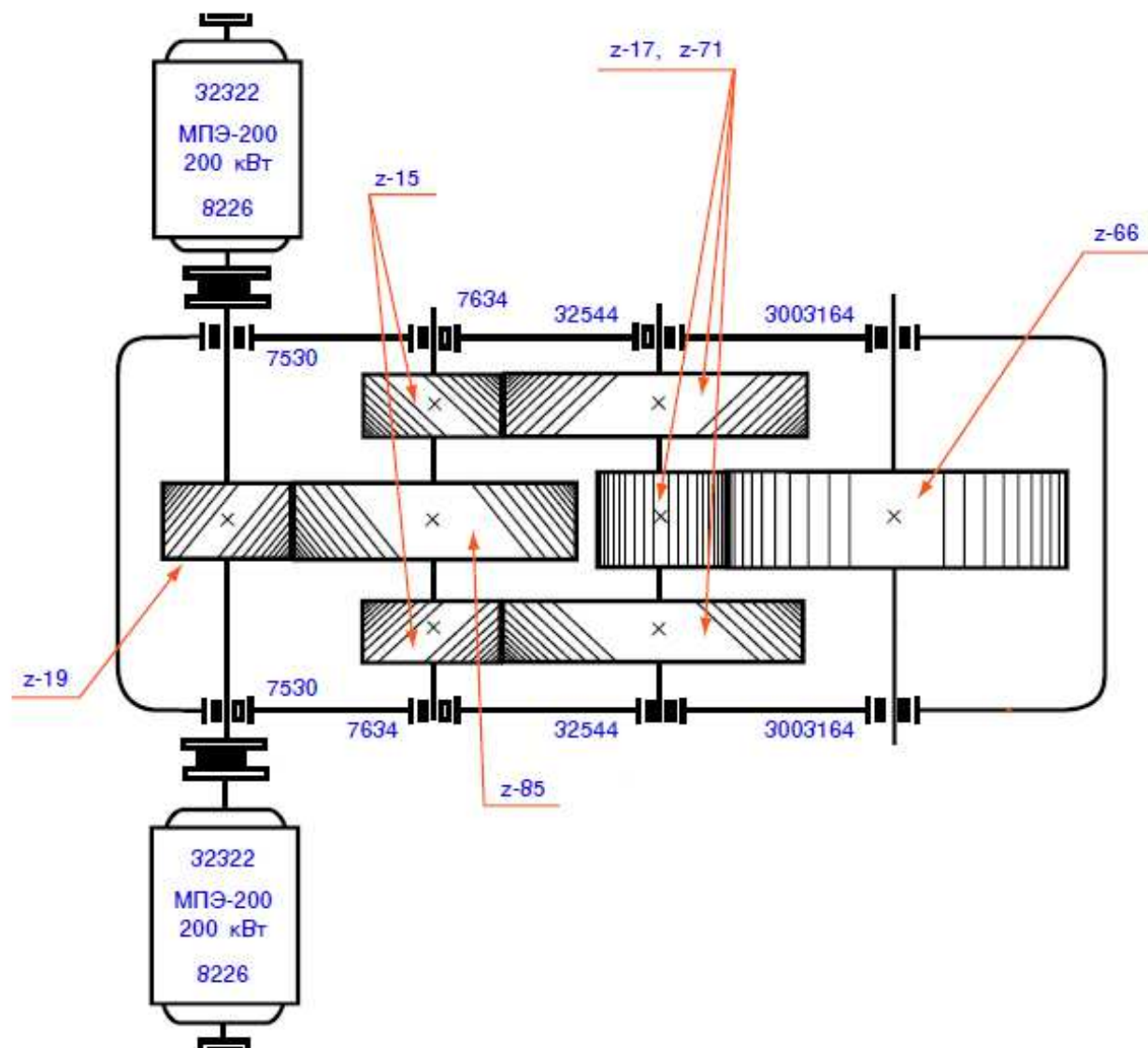
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 35

Число пластин коллектора - 140

Вариант № 7

Механизм напора ЭКГ-10



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
32322	110	240	32	18	16
8226	130	190	23,812	-	18
7530	150	270	27,14	12-16	19
7634	170	360	42,8	10-18	15
32544	220	400	23	18	28
3003164	320	480	39	-	56

Частота вращения электродвигателя - 1230 об/мин

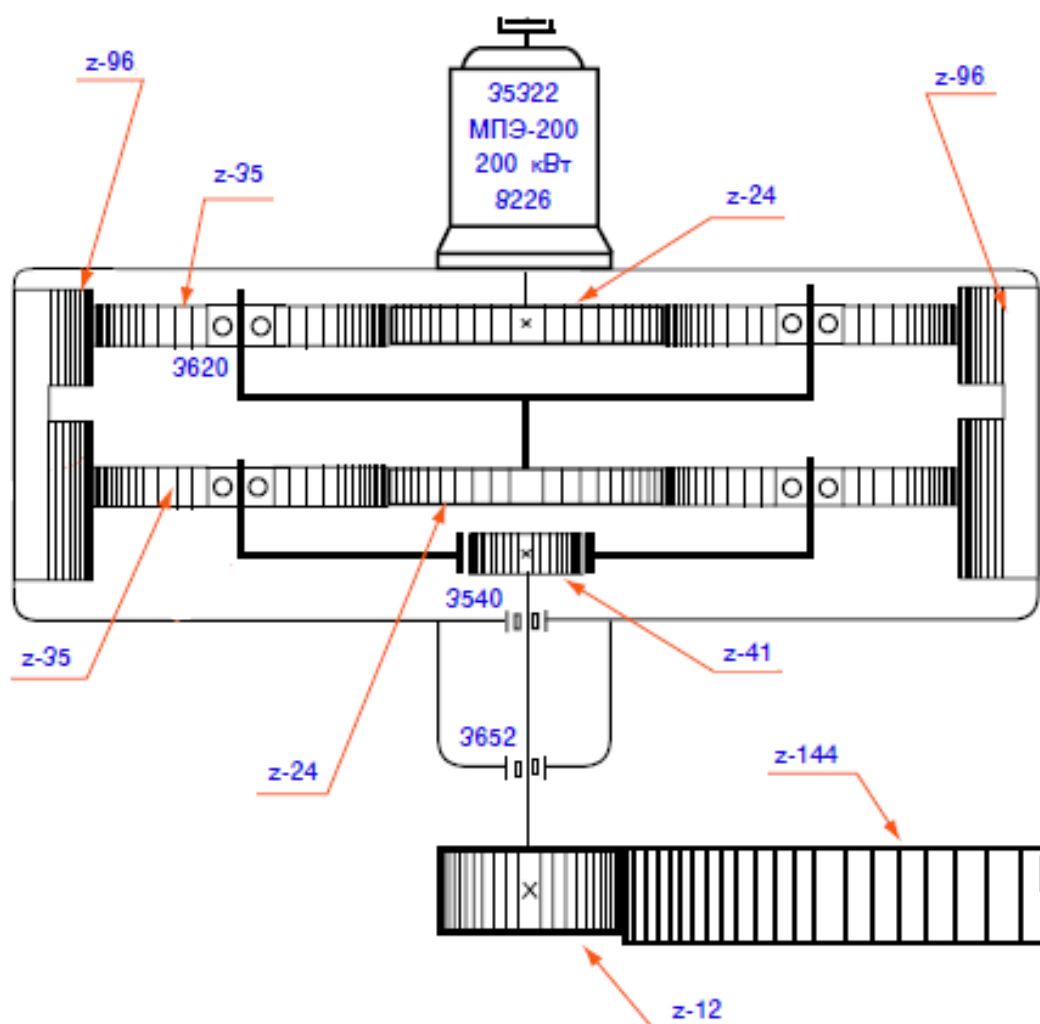
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 35

Число пластин коллектора - 140

Вариант № 8

Механизм поворота ЭКГ-10



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
8226	130	190	23,812	-	18
35322	200	360	39	-	38
3620	100	215	31	-	28
3540	200	360	39	-	38
3652	260	540	64	-	34

Частота вращения электродвигателя - 750 об/мин

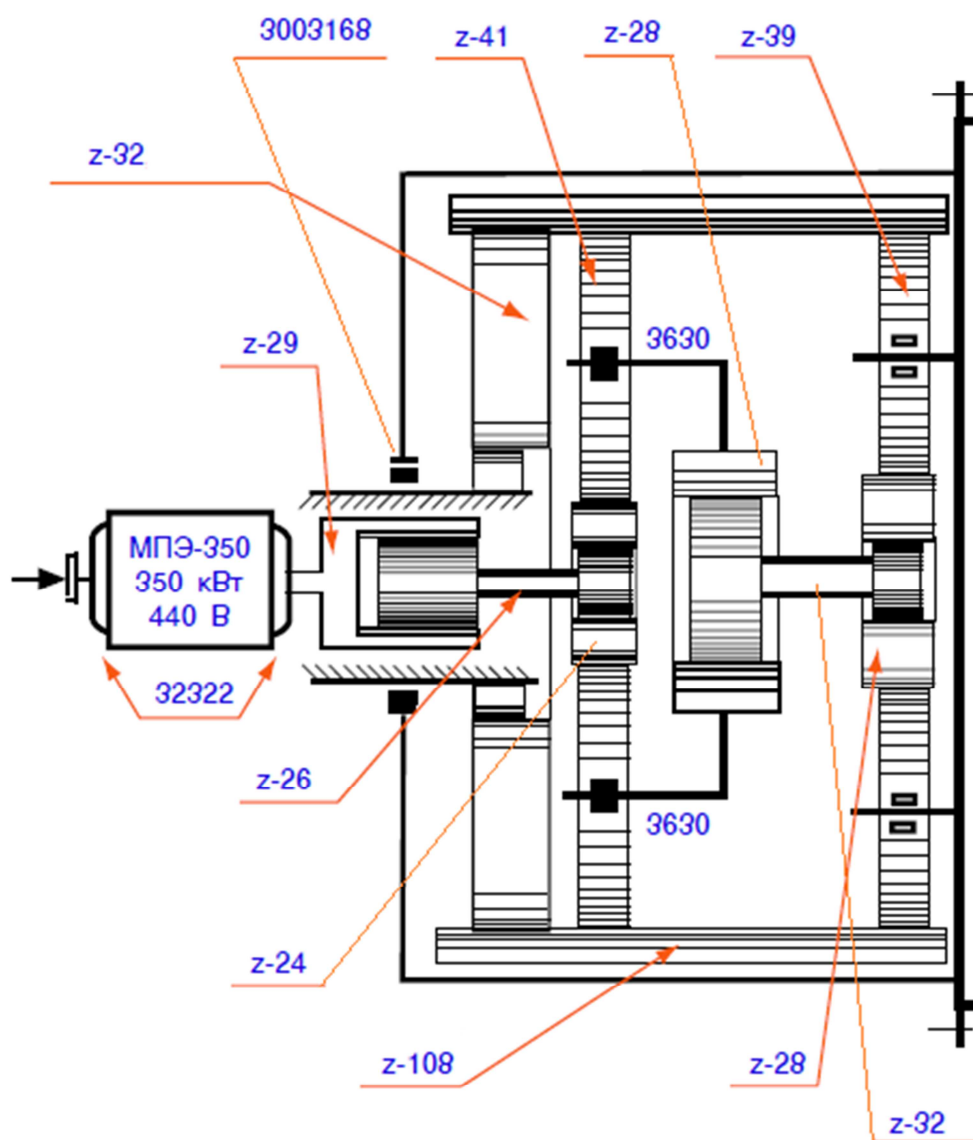
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 35

Число пластин коллектора - 140

Вариант № 9

Механизм подъёма ЭКГ-10



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
32322	110	240	32	18	16
3630	150	320	41	-	30
3003168	340	520	40	-	56

Частота вращения электродвигателя - 900 об/мин

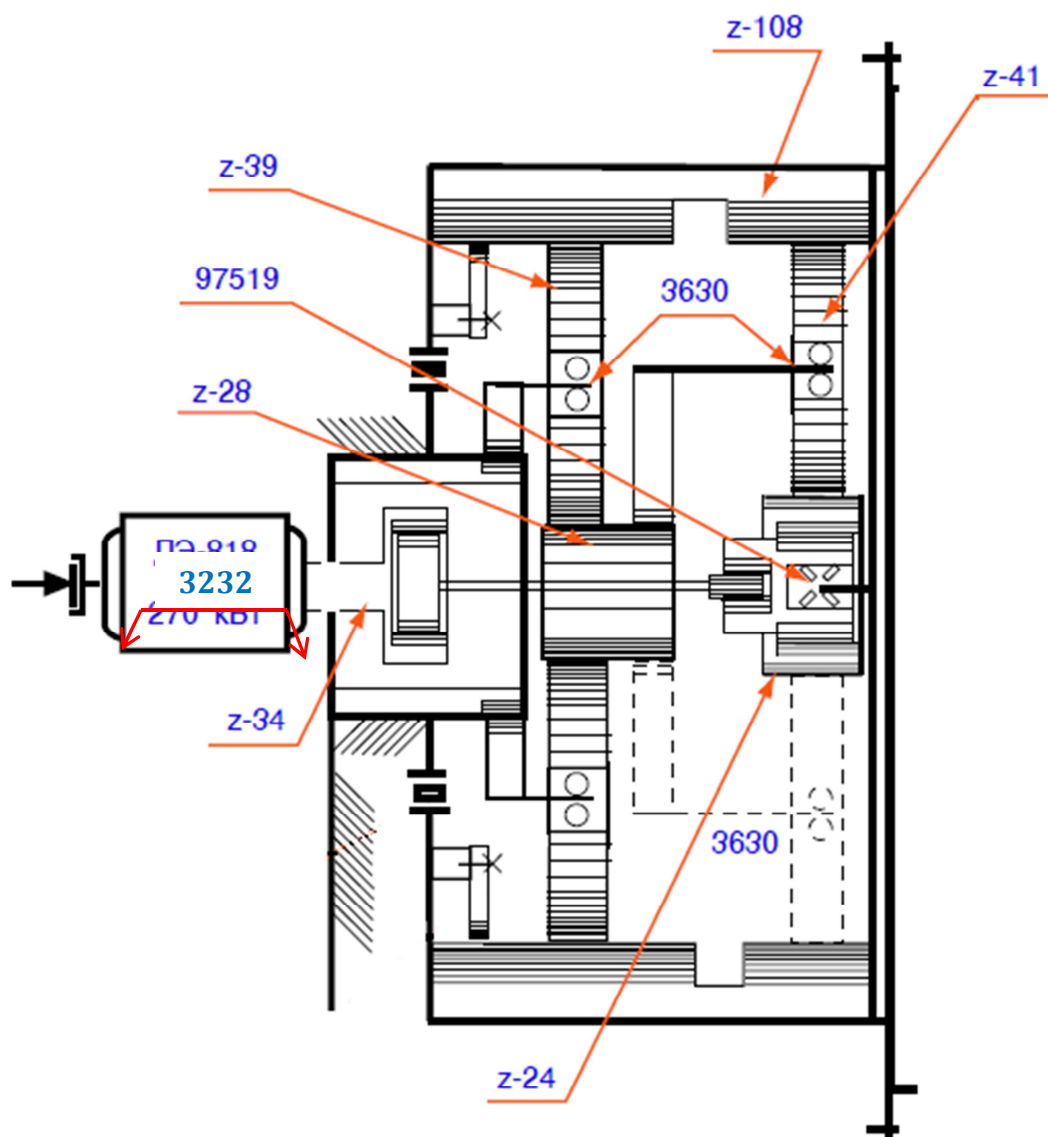
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 35

Число пластин коллектора - 140

Вариант № 10

Механизм подъёма ЭКГ-10



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
32322	110	240	32	18	16
97519	95	170	17,4	-	36
3630	150	320	41	-	30

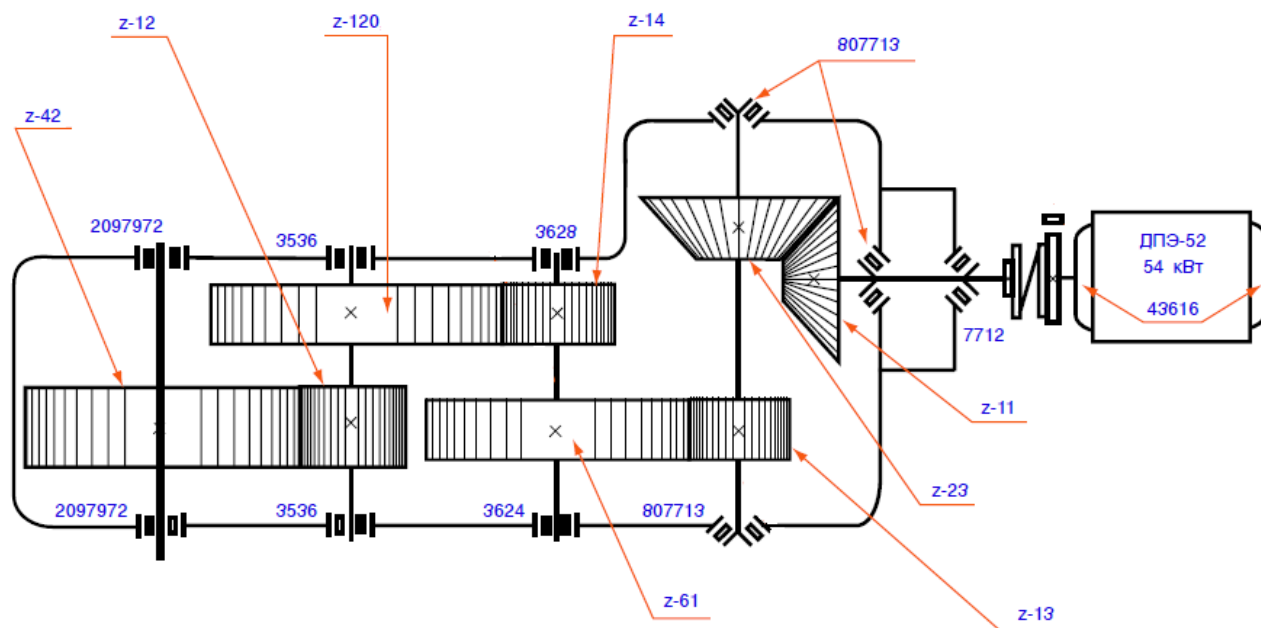
Частота вращения электродвигателя - 800 об/мин

Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 35

Число пластин коллектора - 140

Механизм хода ЭКГ-10



Обозначение подшипника	d _в , мм	d _н , мм	d _{тк} , мм	α, град.	z, ед.
2097972	360	480	26,67	-	80
3536	180	320	35,5	-	38
3628	140	300	42	-	28
3624	120	260	38	-	28
807713	65	150	17,06	10-18	15
7712	60	120	16,32	10-18	15
43616	80	170	22	18	14

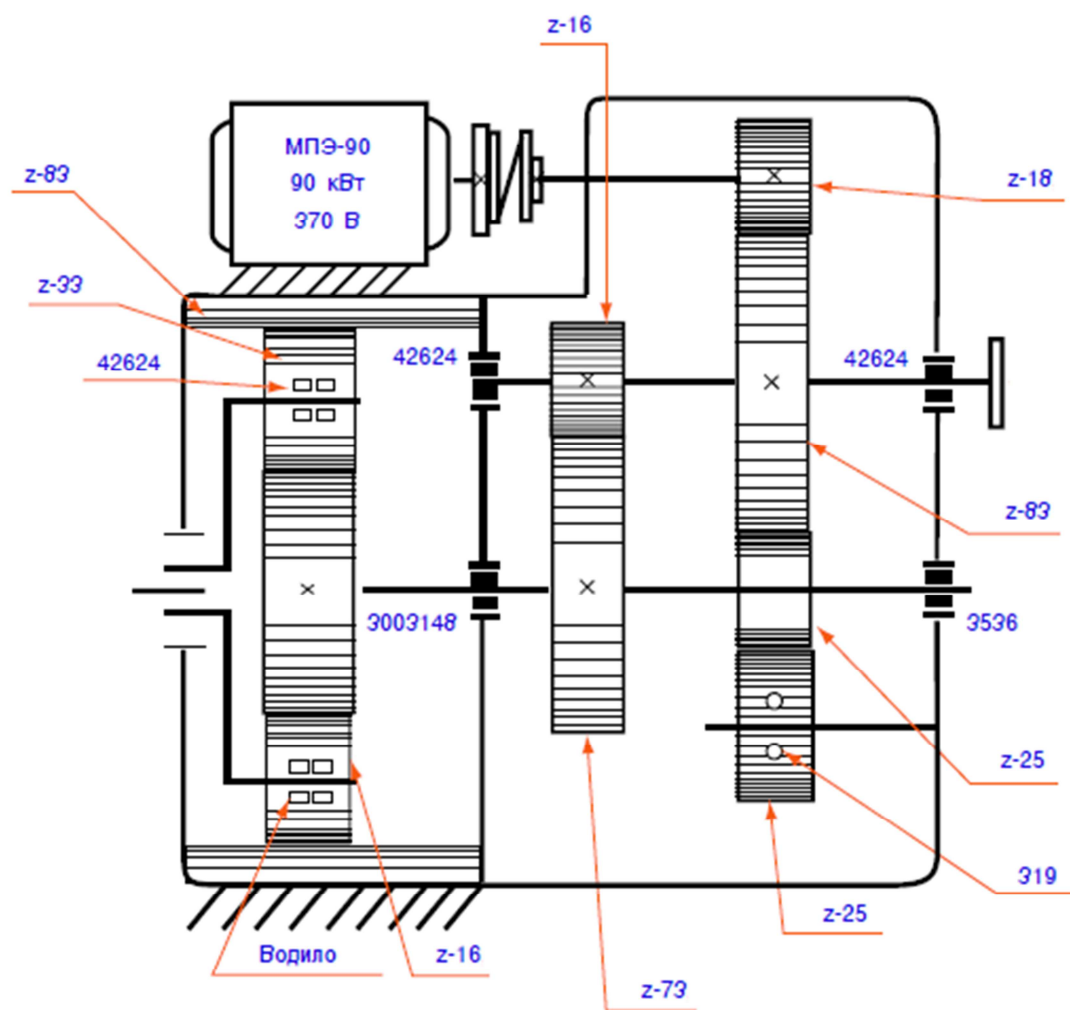
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 35

Число пластин коллектора - 140

Вариант № 12

Механизм хода ЭКГ-10



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
3536	180	320	35,5	-	38
42624	120	260	36	18	13
3003148	240	360	26	-	60

Частота вращения электродвигателя - 1000 об/мин

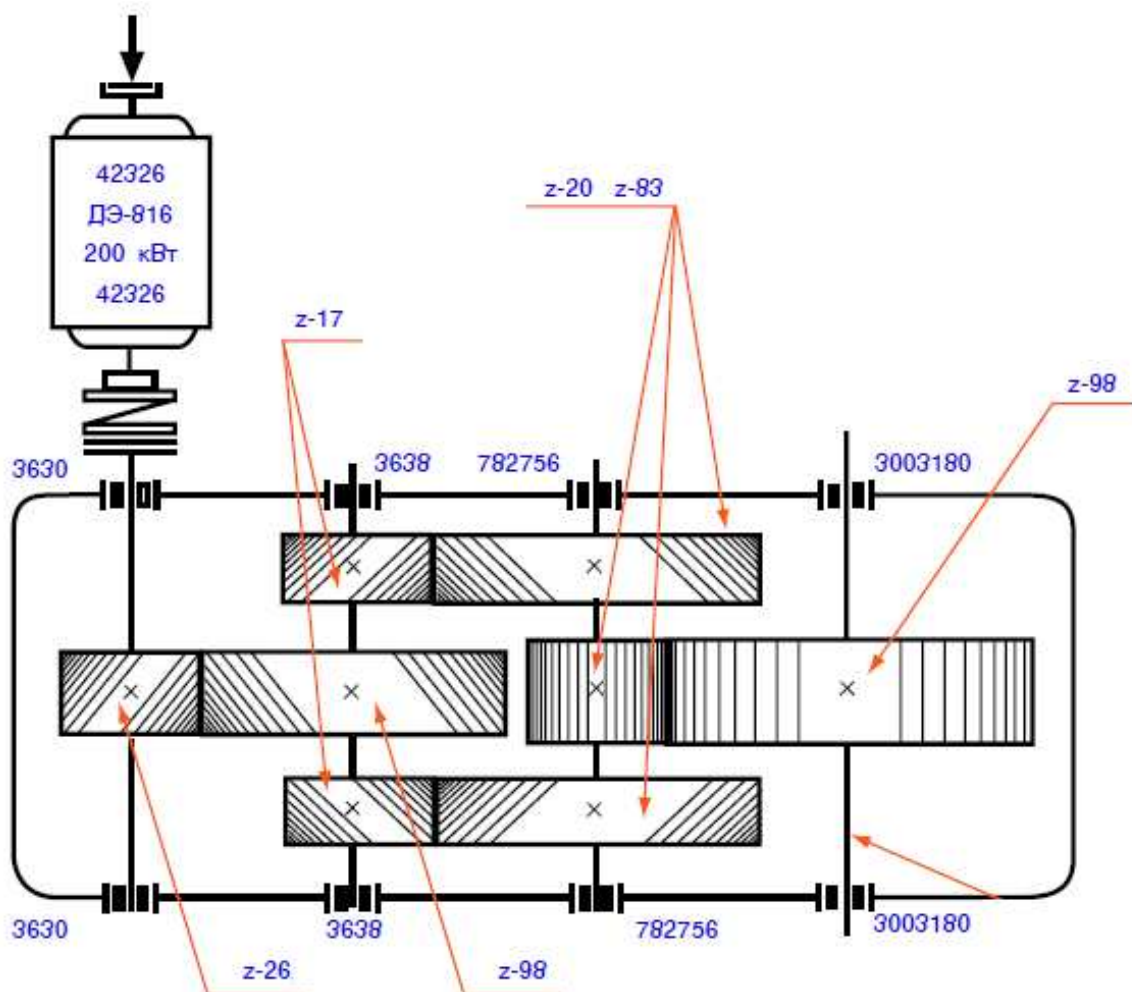
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 35

Число пластин коллектора - 140

Вариант № 13

Механизм хода ЭКГ-12,5



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
42326	130	280	38	18	14
3630	150	320	41	-	30
3638	190	400	51	-	32
782756	280	460	64	-	34
3003180	400	600	48	-	56

Частота вращения электродвигателя - 750 об/мин

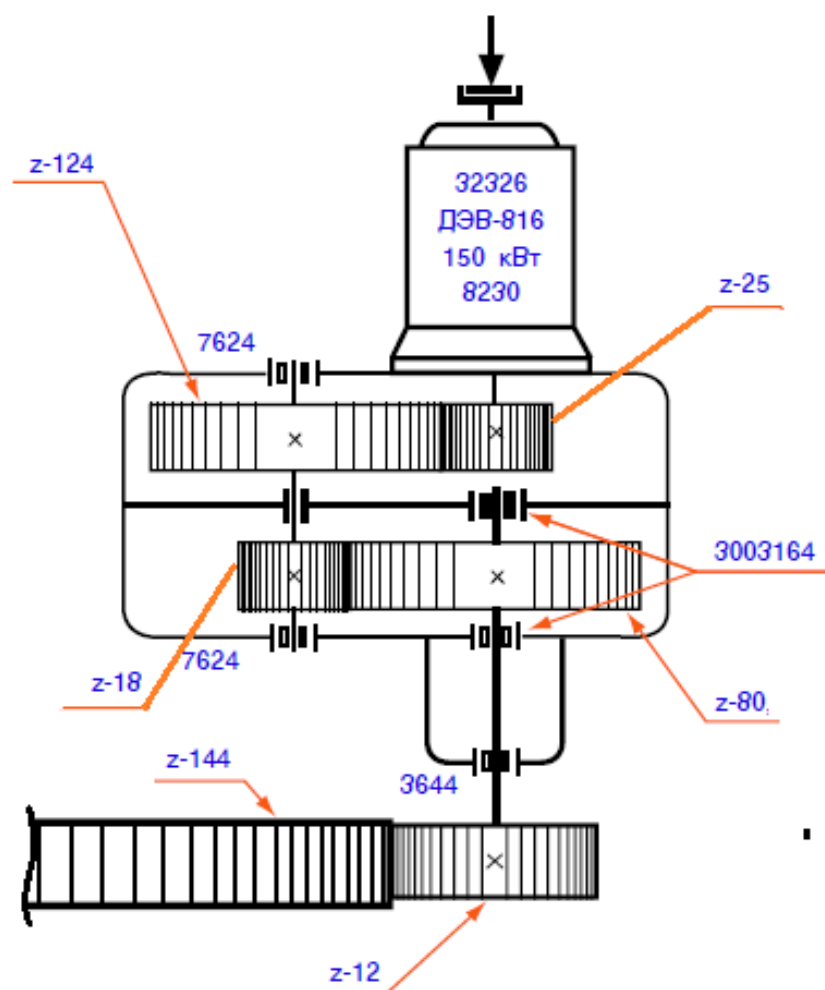
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 14

Механизм поворота ЭКГ-12,5



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
32326	130	280	38	18	14
8230	150	215	25,4	-	20
7624	120	260	31,95	10-18	14
3003164	320	480	39	-	56
3644	220	460	56	-	32

Частота вращения электродвигателя - 490 об/мин

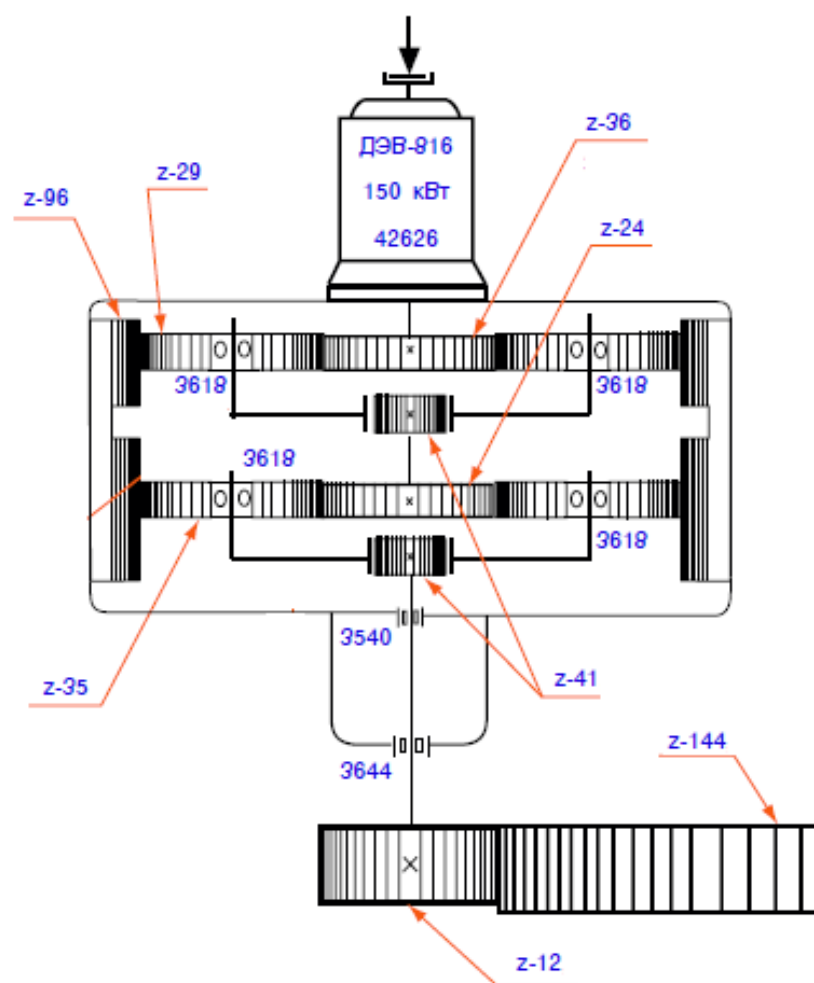
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 15

Механизм поворота ЭКГ-12,5



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
42626	130	280	38	18	14
3618	90	190	27	-	28
3540	200	360	39	-	38
3644	220	460	56	-	32

Частота вращения электродвигателя - 490 об/мин

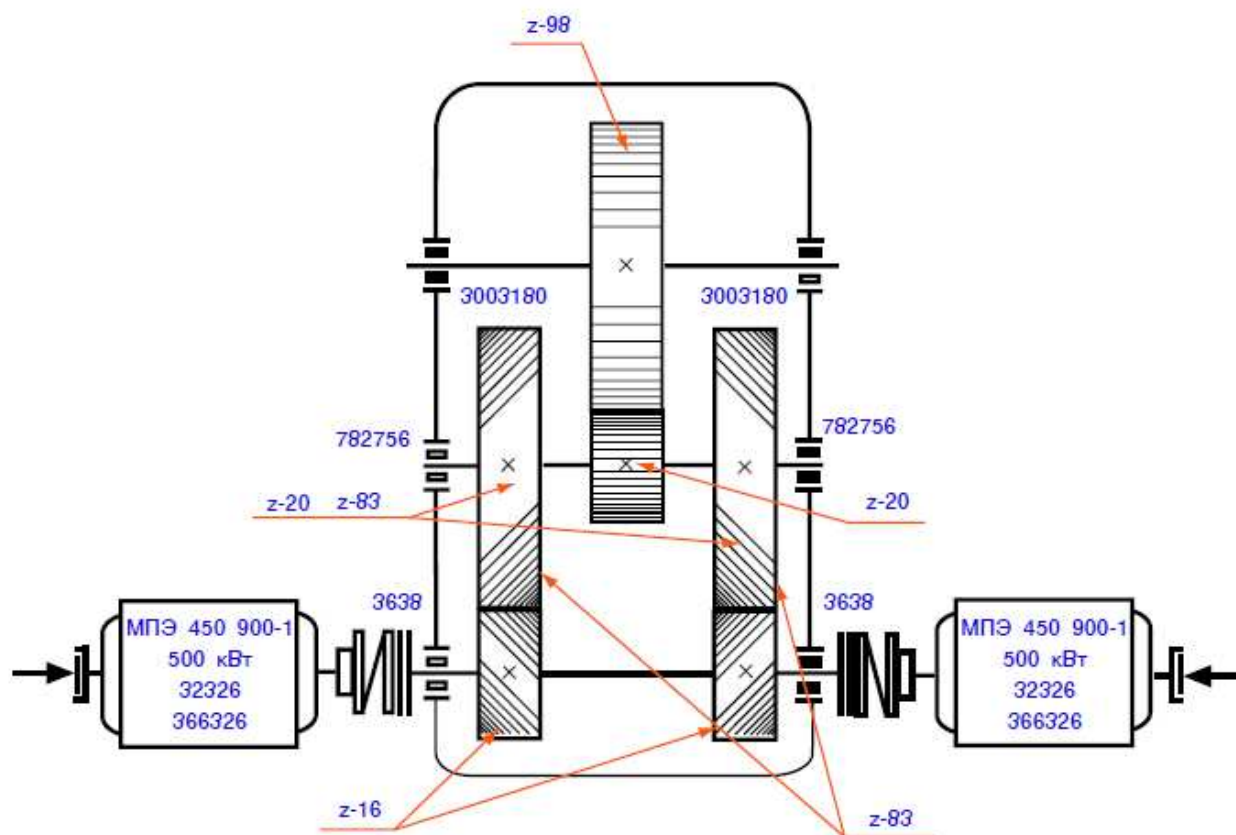
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 16

Механизм подъема ЭКГ-12,5



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
32326	130	280	38	18	14
366326	130	280	44,45	-	24
3638	190	400	51	-	32
782756	280	460	64	-	34
3003180	400	600	48	-	56

Частота вращения электродвигателя - 900 об/мин

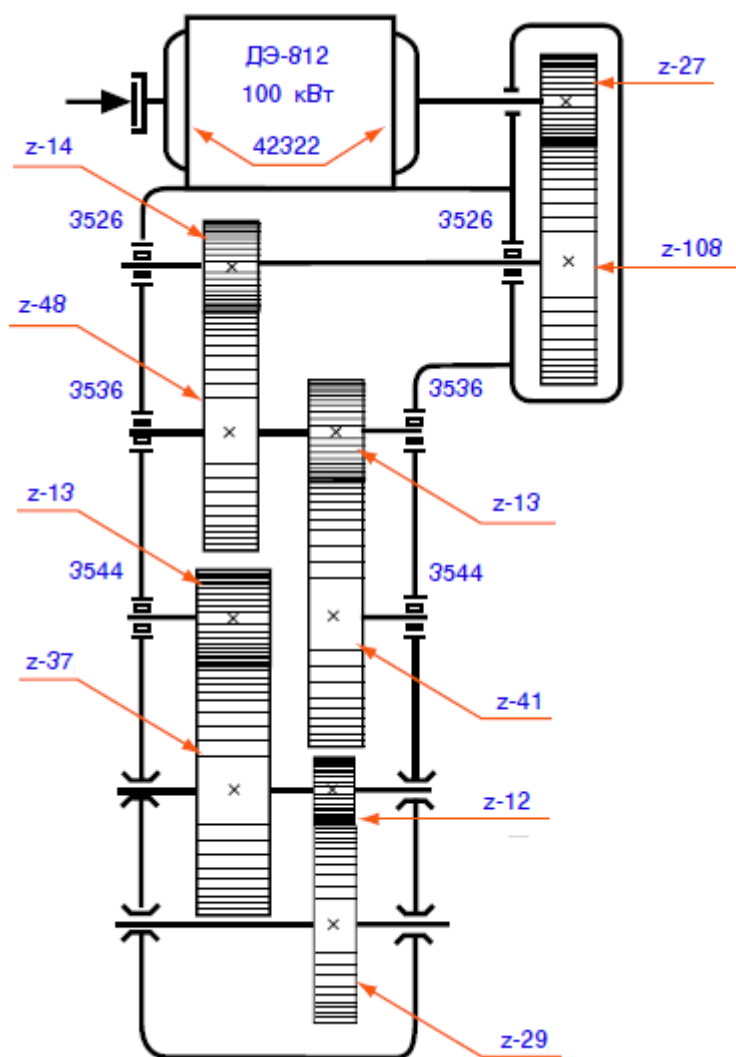
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 50

Число пластин коллектора - 200

Вариант № 17

Механизм хода ЭКГ-12,5



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
42322	110	240	32	18	14
3526	130	230	26	-	38
3536	180	320	35,5	-	38
3544	220	400	44	-	38

Частота вращения электродвигателя - 750 об/мин

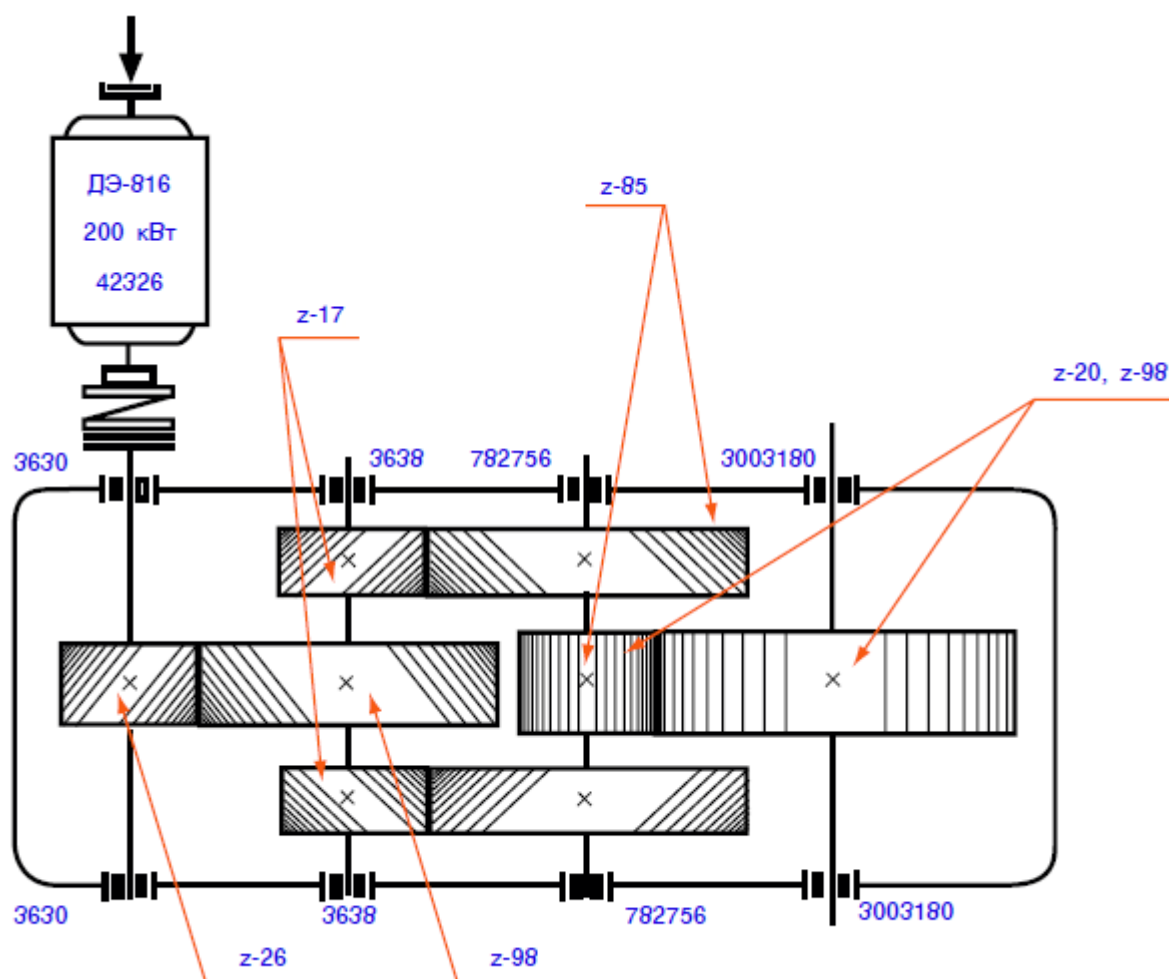
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 18

Механизм напора ЭКГ-15



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
42326	130	280	38	18	14
3630	150	320	41	-	30
3638	190	400	51	-	32
782756	280	460	64	-	34
3003180	400	600	48	-	56

Частота вращения электродвигателя - 750 об/мин

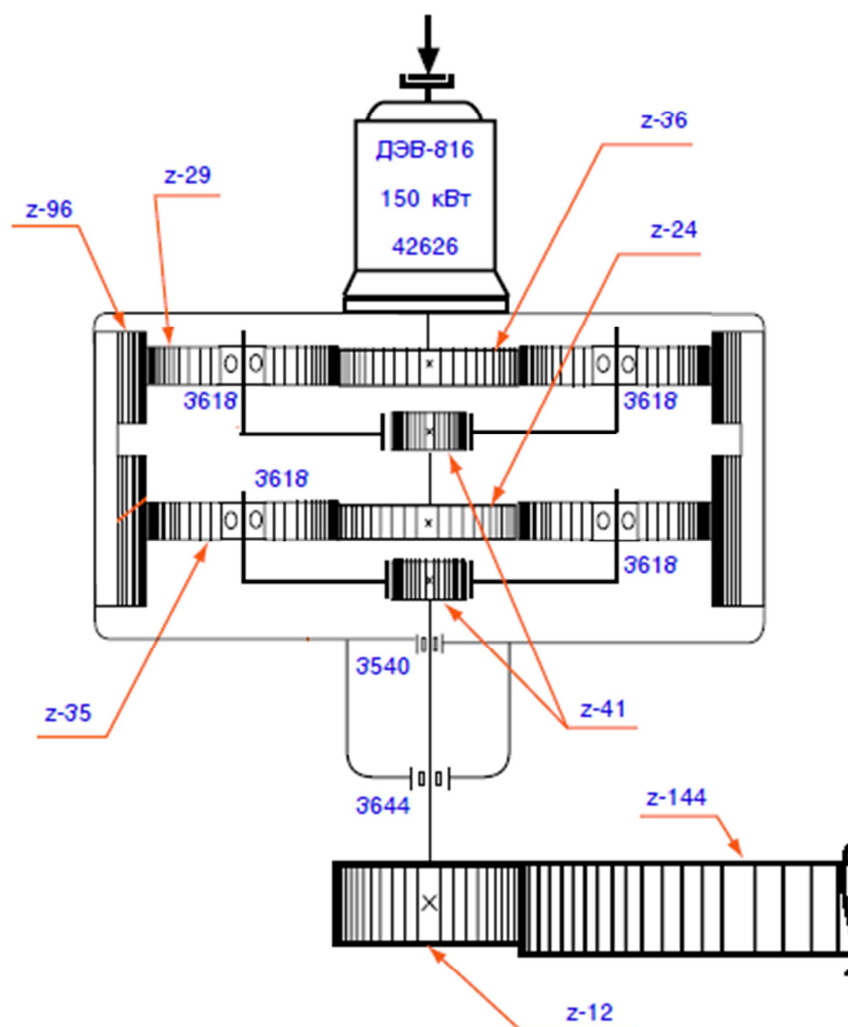
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 19

Механизм поворота ЭКГ-15



Обозначение подшипника	$d_{В}$, мм	$d_{Н}$, мм	$d_{ТК}$, мм	α , град.	z , ед.
42626	130	280	38	18	14
3618	90	190	27	-	28
3540	200	360	39	-	38
3644	220	460	56	-	32

Частота вращения электродвигателя - 490 об/мин

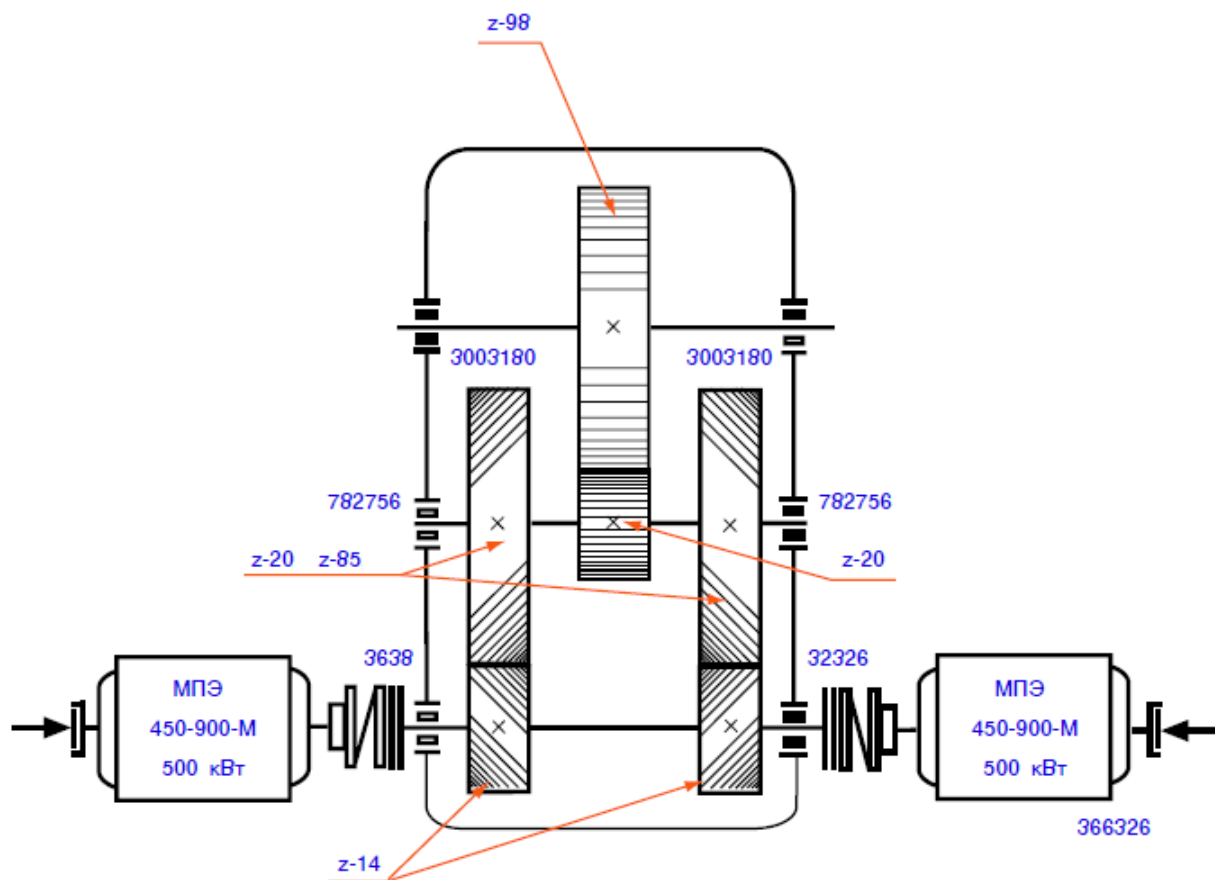
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 20

Механизм подъема ЭКГ-15



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
32326	130	280	38	18	14
366326	130	280	44,45	-	24
3638	190	400	51	-	32
782756	280	460	64	-	34
3003180	400	600	48	-	56

Частота вращения электродвигателя - 900 об/мин

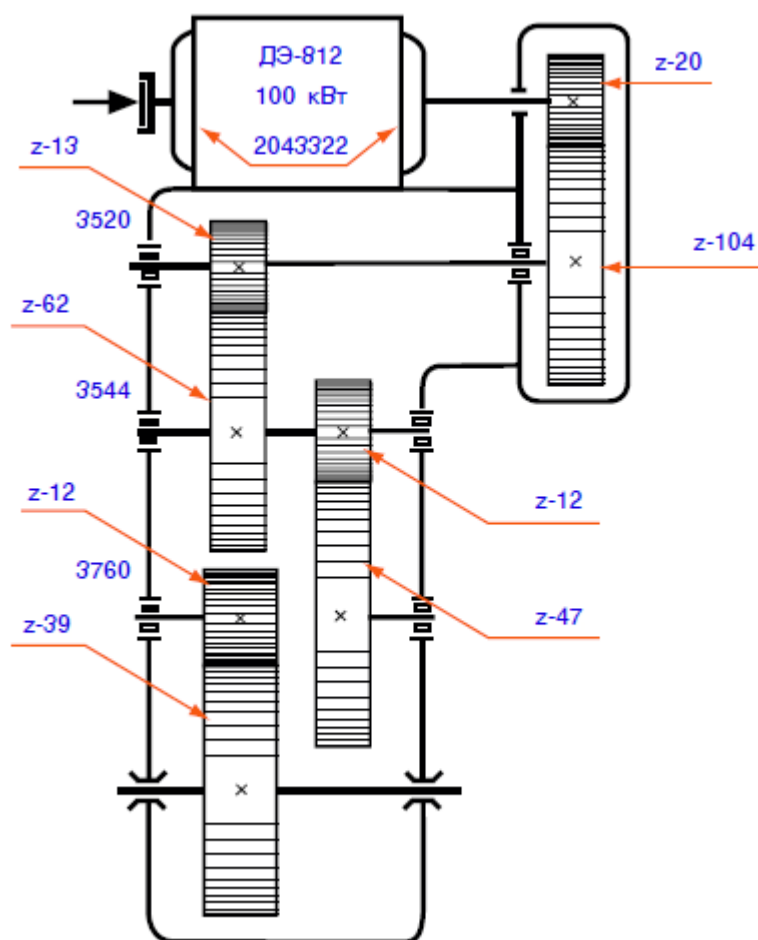
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 50

Число пластин коллектора - 200

Вариант № 21

Механизм хода ЭКГ-15



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
2043322	360	480	26,67	-	80
3520	100	180	20	-	38
3544	220	400	44	-	38
3760	300	440	35	-	56

Частота вращения электродвигателя - 750 об/мин

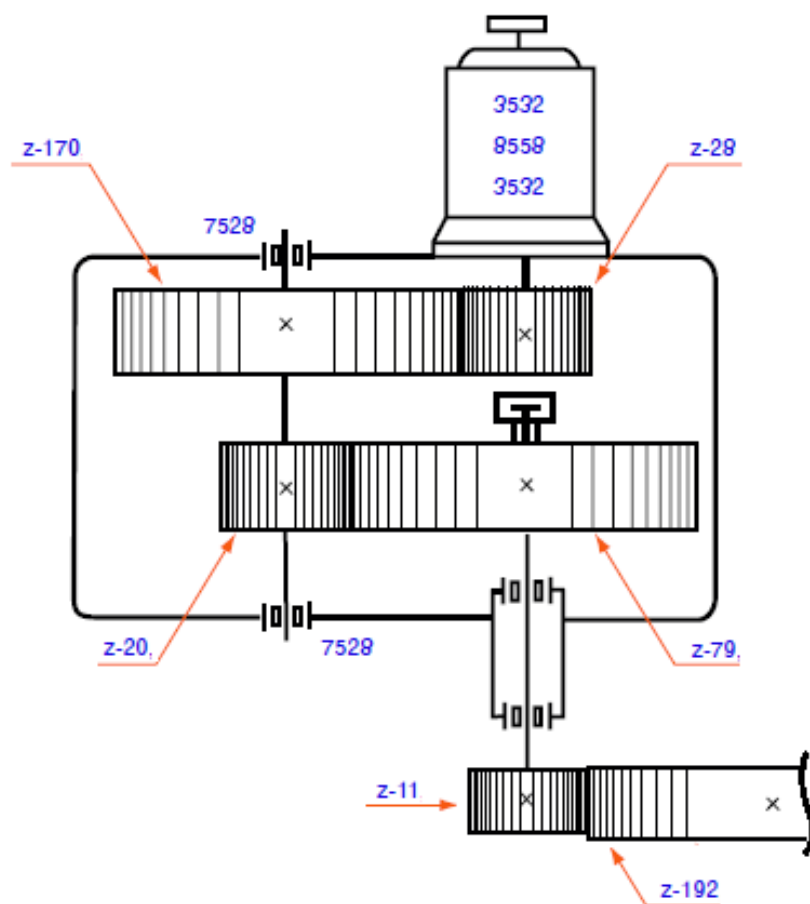
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 22

Механизм поворота ЭШ-6,5/45



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
3532	160	290	34	-	36
7528	140	250	25,83	12-16	19
8558	160	290	22,3	12-16	17

Частота вращения электродвигателя - 750 об/мин

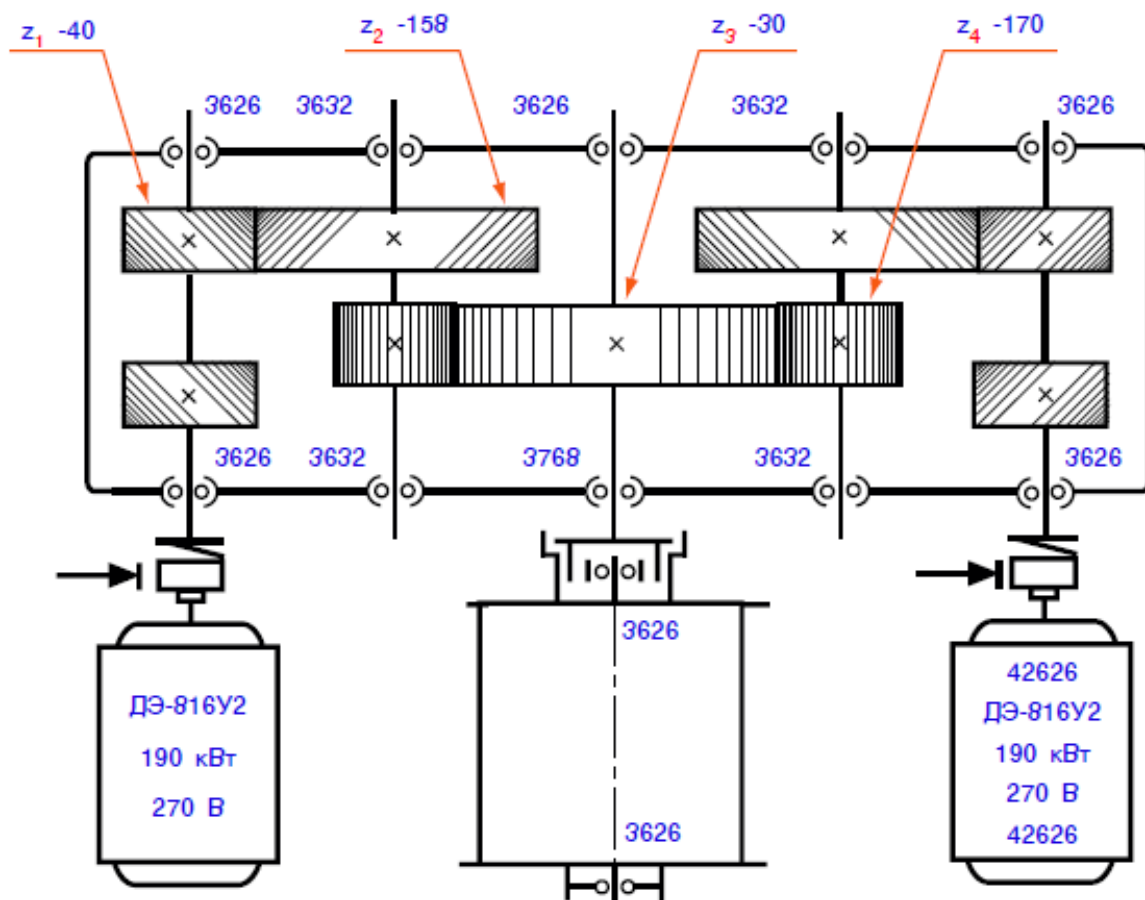
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 23

Механизм подъема ЭШ-6,5/45



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
3626	130	280	35	-	32
3632	160	340	45	-	30
42626	130	280	38	18	14

Частота вращения электродвигателя - 490 об/мин

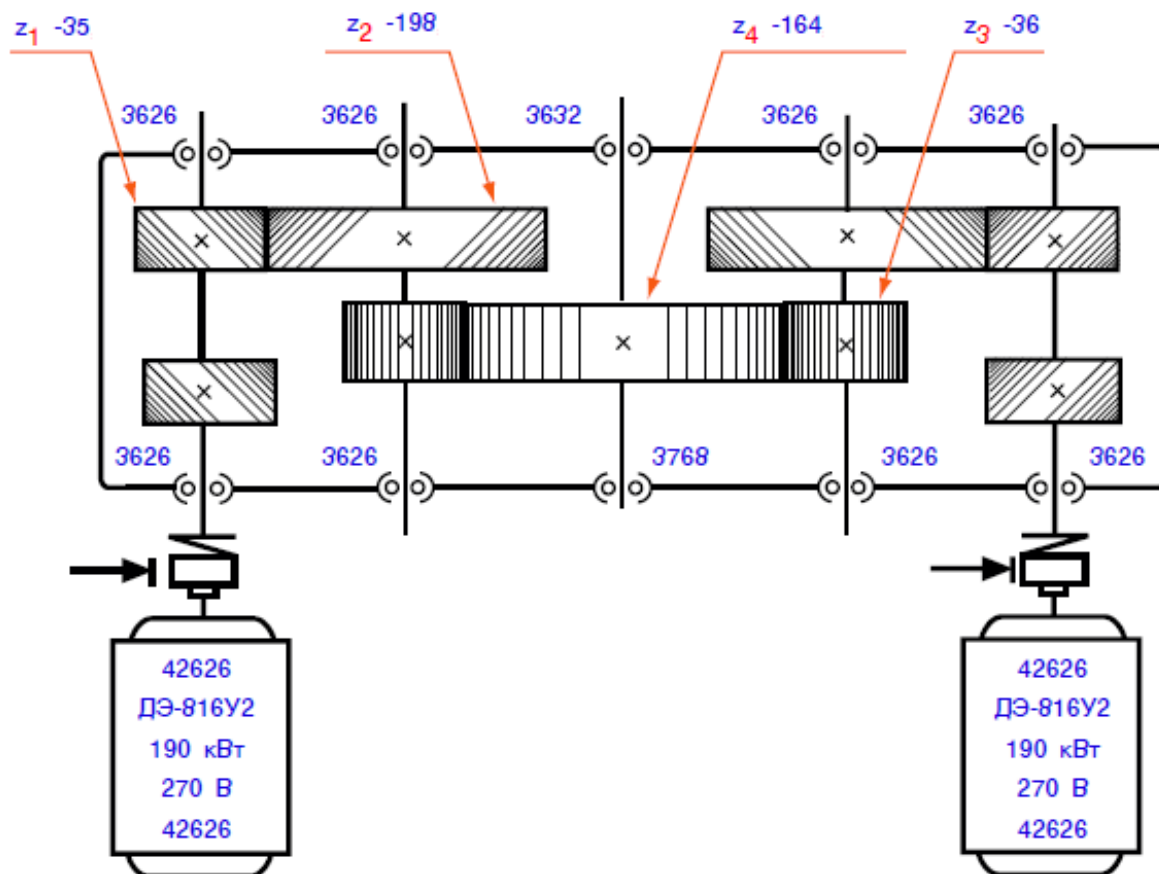
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 24

Механизм тяги ЭШ-6,5/45



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
3626	130	280	35	-	32
3632	160	340	45	-	30
3768	340	500	39	-	56
42626	130	280	38	18	14

Частота вращения электродвигателя - 490 об/мин

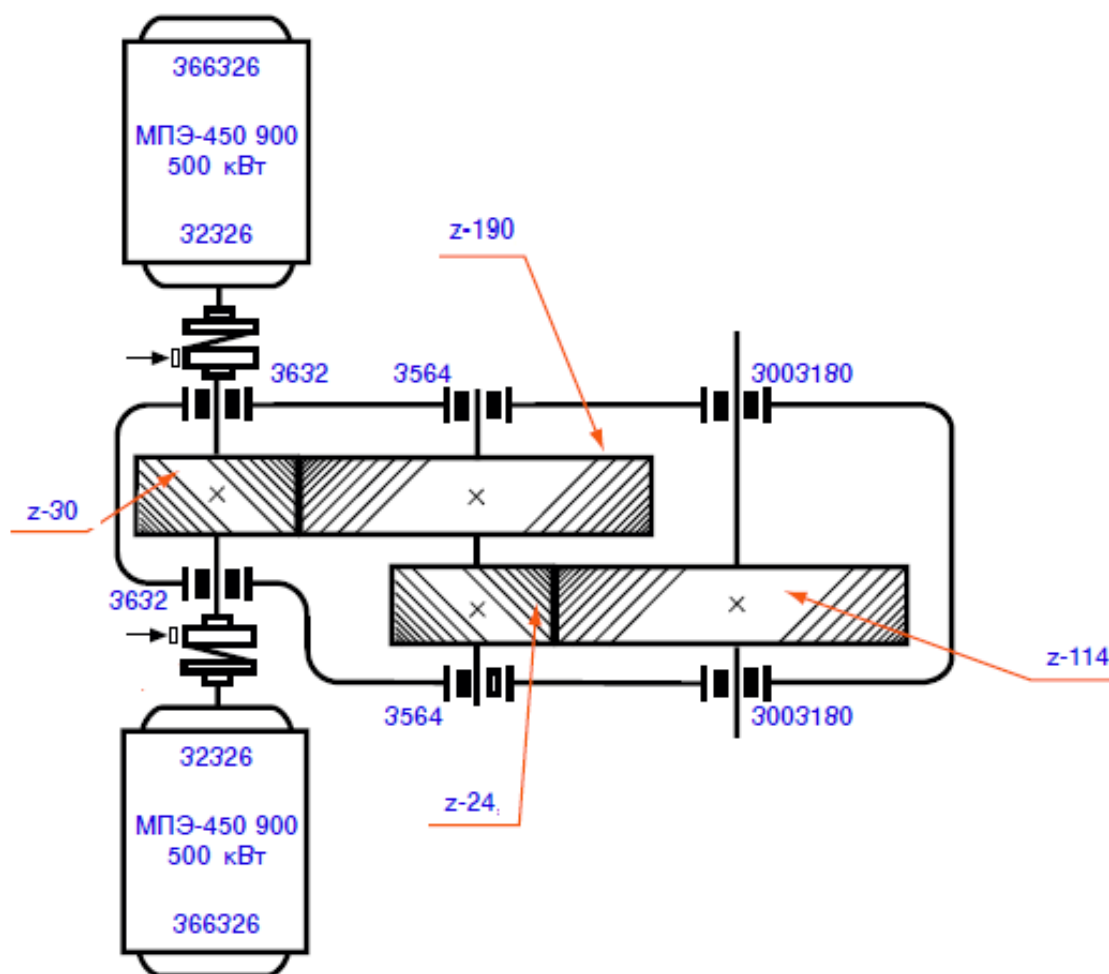
Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 54

Число пластин коллектора - 216

Вариант № 25

Механизм подъема ЭШ-10/70



Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
366326	130	280	44,45	-	24
32326	130	280	38	18	14
3632	160	340	45	-	30
3564	320	580	58	-	40
3003180	400	600	48	-	56

Частота вращения электродвигателя - 900 об/мин

Число лопаток крыльчатки вентилятора обдува электродвигателя - 8 шт.

Число зубцов якоря - 50

Число пластин коллектора - 200

Глава 1. Измерение вибрации оборудования и тока Электродвигателя

1.1. Измерительные преобразователи. Анализаторы

В качестве измерительных преобразователей вибрации могут быть использованы вибропреобразователи перемещения, скорости или ускорения. Наибольшее распространение получили пьезокерамические преобразователи ускорения (акселерометры), состоящие из последовательно соединенных основания (корпуса), керамического элемента и инерционной массы, см. рис. 1.1.

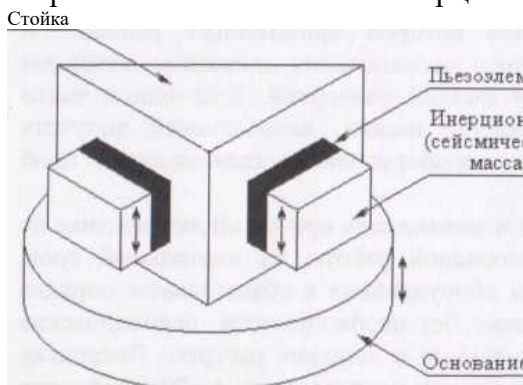


Рис.1.1.- Упрощенная модель пьезоэлектрического акселерометра

Верхняя граничная частота акселерометра тем выше, чем меньше инерционная масса, с ростом величины которой, в свою очередь, растет величина генерируемого заряда. Для верхней граничной частоты контролируемой вибрации порядка 30 кГц, необходимой для качественной диагностики вращающегося оборудования, применяются инерционные массы в несколько грамм, а преобразователь вместе с металлическим корпусом, в котором может размещаться и предварительный усилитель электрического сигнала, обычно имеет массу около 20-50 г.

Для преобразования сигнала виброускорения в сигнал виброскорости и, далее, в сигнал виброперемещения, используются интеграторы, которые могут встраиваться в корпус преобразователя, но чаще включаются в состав анализирующего прибора. Такие виды преобразования необходимы для контроля вибрации на соответствие действующим стандартам, нормирующим вибрацию в единицах виброскорости и виброперемещения.

Методы анализа вибрации машины и тока приводного двигателя при решении диагностических задач практически совпадают, а для их анализа используются одни и те же приборы. Различаются лишь первичные измерительные преобразователи. Так, для измерения тока электродвигателя используются первичные преобразователи в виде трансформаторов тока, которые могут конструктивно выполняться, в том числе, и в виде токовых клещей, см. рис. 1.2.

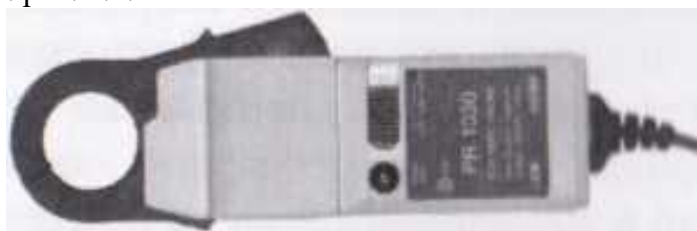


Рис. 1.2. - Токоизмерительные клещи

В трансформаторах тока, устанавливаемых в цепи машин постоянного тока, используются две вторичные обмотки, в одну из которых подается компенсирующий постоянный ток, а со второй снимается и подается в анализатор переменный сигнал, пропорциональный пульсациям тока в цепи электродвигателя.

Основными задачами анализатора переменных электрических сигналов с измерительных преобразователей вибрации и тока является их анализ во временной области (режим осциллографа) и в частотной области (режим спектрального анализатора). Возможен еще и статистический анализ сигналов, для чего необходимо иметь встроенную в анализатор или внешнюю базу данных для накопления необходимого множества сигналов. Кроме того, для решения отдельных задач может выполняться пространственный анализ сигналов вибрации, для чего в анализаторе должно быть не менее двух параллельно работающих измерительных каналов.

Глава 2. Основные составляющие вибрации вращающегося оборудования

2.1. Природа вибрации во вращающемся оборудовании

Вибрация вращающегося в номинальном режиме работы оборудования является вынужденной, возбуждаемой действующими в оборудовании колебательными силами. Колебательные силы бывают трех основных типов - периодические, случайные и импульсные (ударного происхождения). Импульсные силы, в свою очередь, делятся на одиночные и повторяющиеся периодически или случайным образом. В диагностике рассматриваются и различные комбинации перечисленных колебательных сил, чаще всего являющиеся их суммой или произведением. При описании произведения, т.е. модулированных сил, обычно ограничиваются случаем, когда частоты основной и модулирующей сил различаются во много раз, причем модулирующая сила - периодическая, чаще всего с частотами, определяемыми вращением узлов и элементов оборудования.

Механические колебательные силы, определяющие основные диагностические признаки дефектов вращающегося оборудования, имеют разную природу:

- центробежную, определяемую вращением тел со смещенным относительно оси вращения центром масс,
- кинематическую, определяемую движением тел по неровной (негладкой) поверхности,
- параметрическую, определяемую скачками (во времени) жесткости тел в направлении действия постоянной силы,
- ударную, определяемую упругим взаимодействием движущихся тел с передачей друг другу импульса силы и изменением направления движения,
- сухого трения, с деформацией большого количества случайно расположенных микронеровностей на поверхностях трущихся тел.

Аэродинамические силы, содержащие диагностическую информацию, делятся на:

- силы обтекания твердых поверхностей, находящихся под углом к потоку (подъемные силы),
- упругие силы, определяемые пульсациями давления газа в объеме, ограниченном жестким корпусом,
- упругие силы в турбулентных участках потока,

Гидродинамические силы, кроме уже перечисленных компонент, могут содержать информативные компоненты, определяемые кавитацией в потоке жидкости.

Силы электромагнитного происхождения, действующие в электрических машинах и содержащие диагностическую информацию, включают в себя:

- магнитные силы, определяемые переменными составляющими магнитного поля и/или воздушного зазора,
- электродинамические силы, определяемые взаимодействием постоянных/переменных составляющих магнитного поля с переменным/постоянным током в проводниках, находящихся в магнитном поле с указанными составляющими,
- магнитострикционные силы, определяющиеся изменением линейных размеров магнитопровода из магнитопроводящих материалов под действием переменного магнитного поля.

2.2. Вибрация ротора и линии вала

Несовпадение центра масс отдельных элементов ротора с осью вращения является источником центробежных сил, действующих на ротор с частотой его вращения, см. рис.2.1.

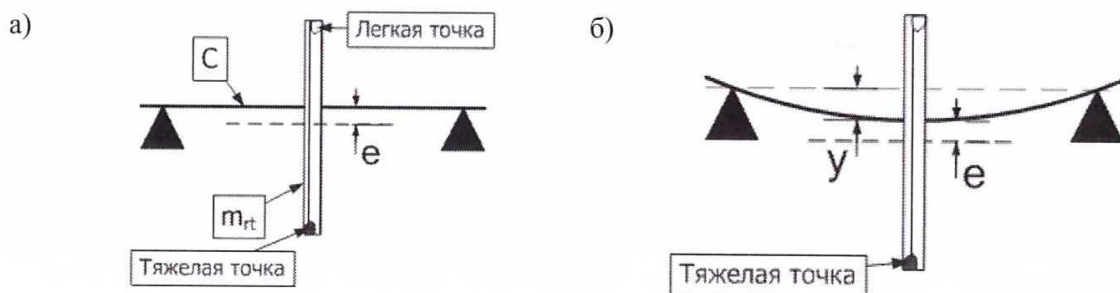


Рис.2.1. Неуравновешенность ротора простейшей формы
а) жесткий ротор б) гибкий ротор

Неуравновешенность, называемая статической, количественно может оцениваться величиной эксцентриситета e или величиной дисбаланса, т.е. произведения em_{rt} , где m - масса ротора.

Центробежная сила равна $f = em_{rt}\omega_{rt}^2$, где ω частота вращения ротора. С ростом частоты вращения она быстро растет, прогибая вал и дополнительно увеличивая дисбаланс ротора, вплоть до частоты резонанса, после которой фаза прогиба изменяется на 180 градусов и ротор начинает сам себя балансировать, т.е. происходит автобалансировка ротора. Частота этого резонанса называется первой критической частотой, а скорость вращения ротора на этой частоте - первой критической скоростью вращения. Роторы, вращающиеся на частоте вращения, менее 75% от критической называются жесткими роторами, на более высоких частотах - гибкими роторами.

Кроме статической неуравновешенности есть еще и моментная неуравновешенность ротора, см. рис.2.2.

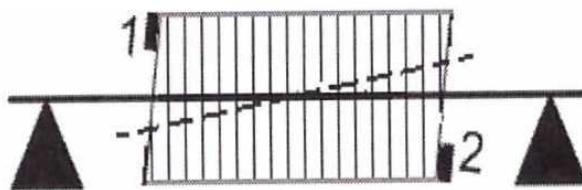


Рис.2.2. Ротор с моментной неуравновешенностью

Изгиб ротора под действием моментной неуравновешенности имеет форму волны. Для такой формы изгиба жесткость вала существенно выше, чем для прогиба, показанного на предыдущем рисунке, поэтому и частота резонанса при колебаниях такой формы оказывается в 3 - 4 раза выше. Эта частота называется второй критической частотой, а скорость вращения ротора на этой частоте - второй критической скоростью.

Если вибрация машины на частоте вращения ротора по результатам ее контроля оказывается выше нормируемых значений, необходимо уменьшать остаточную неуравновешенность ротора (его остаточный дисбаланс, который у многих машин нормируется).

Чтобы уменьшить дисбаланс ротора, на его торцевые плоскости устанавливаются точечные корректирующие массы. При статической неуравновешенности устанавливаются пара симметричных масс в сторону легкой точки ротора относительно оси вращения, в торцевых плоскостях ротора, перпендикулярных оси его вращения, при моментной неуравновешенности - кососимметричные массы в тех же плоскостях.

Процесс поиска легкой точки ротора и определения величин корректирующих масс, устанавливаемых в каждую из торцевых плоскостей ротора, называемых плоскостями коррекции, называется балансировкой ротора. Балансировка ротора может выполняться либо на специальном балансировочном станке, либо в составе машины непосредственно

на месте ее эксплуатации. Во втором случае необходимо иметь доступ к плоскости коррекции, чтобы устанавливать корректирующие массы. Если такого доступа нет, плоскость коррекции можно выбирать в другом месте, например, совместить ее с муфтой, соединяющей валы двигателя и исполнительного механизма, или с рабочим колесом вентилятора.

В рамках балансировки ротора с двумя плоскостями коррекции необходимо измерять вибрацию обоих опор ротора хотя бы в одном, радиальном к оси вращения направлении, в исходном состоянии ротора на номинальной частоте его вращения и в процессе двух последовательных пусков машины с эталонной пробной массой, последовательно устанавливаемой в каждую из плоскостей коррекции. По измерениям вибрации на частоте вращения в исходном состоянии ротора, а также во время пробных пусков машины, рассчитываются величины необходимых корректирующих масс и координаты их установки в плоскостях коррекции. Измерению подлежат амплитуды оборотной составляющей вибрации в каждой точке контроля и с точностью порядка 5 -10 %, а также фазы этой составляющей относительно сигнала с датчика положения метки, предварительно нанесенной на ротор, с точностью 3-5 угловых градуса.

Кроме вибрации ротора на частоте вращения, определяемой его дисбалансом, конструкция ротора в машинах горизонтального исполнения может стать причиной появления вибрации и на гармониках частоты вращения, причем преимущественно на второй. Как правило, для посадки ротора на вал в последнем делают продольную шпоночную канавку, из-за чего жесткость радиальная вала в плоскости, проходящей по центру канавки, становится меньше радиальной жесткости в другой, перпендикулярной к ней плоскости. При вращении такого ротора в машине горизонтального исполнения жесткость вала в направлении действия силы тяжести изменяется дважды за оборот, становясь источником вертикальной колебательной силы параметрического происхождения, действующей на ротор на второй гармонике частоты его вращения. Как правило, величина вибрации ротора параметрического происхождения существенно меньше его вибрации на первой гармонике частоты вращения из-за остаточной неуравновешенности ротора.

При соединении двух и более роторов с помощью соединительных муфт в одну линию вала появляется остаточная несоосность валов, т.е. излом линии вала, из-за которой при вращении роторов за время одного оборота один или несколько раз происходит перераспределение нагрузки на опоры вращения. В результате на каждую опору начинает действовать радиальная колебательная сила с частотой вращения и ее гармониками. Именно эти силы часто ограничивают возможность снижения вибрации агрегатов с двумя и более роторами на частоте вращения путем балансировки роторов на месте эксплуатации. Вибрация машин из-за несоосности валов на гармониках частоты вращения часто является основной причиной ее роста выше допустимых значений.

2.2.1. Дефекты ротора и линии вала

К дефектам (группам дефектов) ротора и линии вала, значительно влияющим на ресурс вращающегося оборудования, следует отнести:

- неуравновешенность ротора;
- несимметричная жесткость вала, в том числе из-за трещин;
- задевание вращающейся частью ротора за неподвижные узлы;
- дефекты узлов, закрепленных на роторе (рабочие колеса, электрические обмотки и т.п., рассматриваются отдельно);
- статическая несоосность соединяемых валов (излом и коленчатость линии вала);
- динамическая несоосность соединяемых валов (дополнительная несоосность при действии на валы крутящего момента).

Группа дефектов, причиной которых могут быть оба вида несоосности валов, увеличенная, особенно моментная, неуравновешенность ротора, остаточный прогиб или

деформация вала, а следствием - появление радиальной вращающейся нагрузки на отдельные подшипники, может объединяться под названием «бой вала» в задачах вибрационной диагностики линии вала и «обкатывание» при диагностике отдельных подшипников.

Неуравновешенность ротора увеличивает центробежную колебательную силу на чистоте его вращения, которая уменьшается путем его балансировки.

Несимметричная жесткость вала, как и несоосность соединяемых валов увеличивает вибрацию на второй гармонике частоты вращения ротора.

Задевание ротора за неподвижные части, как и несоосность соединяемых валов увеличивает вибрацию на нескольких гармониках частоты вращения и, дополнительно, является источником высокочастотных ударных импульсов, действующих на неподвижные узлы.

Недопустимая несоосность соединяемых валов, приводящая к бою валов, не только увеличивает вибрацию ротора на частотах, кратных частоте вращения, но и модулирует силы трения в подшипниках, а также модулирует ток в приводном электродвигателе.

Статическая несоосность устраняется путем центровки валов, динамическая - ремонтом или заменой соединительной муфты.

2.3. Вибрация вала с шестернями в переборных редукторах

К основным дефектам переборных редукторов, кроме дефектов подшипников, следует отнести:

- несоосность шестерен и валов, перекося шестерен,
- непараллельность валов, осевой сдвиг шестерен,
- смещение осей вращения в радиальном к осям направлении, в частности, из-за равномерного износа подшипников,
- износ зубьев шестерен,
- дефекты отдельных зубьев шестерен (сколы, трещины, отсутствие части зуба),
- дефекты муфт, соединяющих валы редуктора с двигателем и механизмом.

В прямозубых, косозубых и шевронных зубчатых зацеплениях влияние дефектов на вибрацию, в основном, аналогично, поэтому диагностические признаки одинаковых дефектов для разных видов шестерен выбираются идентичными. Практически такие же признаки дефектов используются в диагностике многозаходных (более двух заходов) червячных передачах.

Несоосность и перекося шестерен приводят к периодическому изменению нагрузки на зубья шестерен в зацеплении и на подшипники тех валов, на которые посажены эти шестерни. Как следствие модулируются амплитуды колебательных сил в зацеплении, основной частотой которых является зубцовая частота, и зубцовые составляющие вибрации. Кроме этого гармониками частоты вращения вала с дефектной шестерней модулируется нагрузка на подшипники, силы трения в них и высокочастотная вибрация, возбуждаемая силами трения в подшипниках.

Непараллельность валов и осевой сдвиг шестерен, а также смещение осей вращения в радиальном направлении приводят к смещению контактных пятен зубьев и в крутящем моменте, модулируя ток двигателя. Упругие муфты, особенно пластинчатые, даже при незначительных дефектах могут стать источником автоколебаний ротора с рабочими колесами.

На каждый вал переборного редуктора насаживаются шестерни, и взаимодействие шестерен, входящих в зацепление, определяет основные колебательные силы в редукторе. Это силы кинематического происхождения, но они могут быть и периодическими, случайными, и ударными. Центробежные силы неуравновешенного вала с шестерней оказывают заметное влияние на вибрацию редуктора только в высокооборотных ступенях,

поэтому балансировка редукторов выполняется, как правило, лишь при изготовлении или капитальном ремонте.

Особенностью вибрации вала с шестерней является то, что при смене направления вращения или при переходе редуктора в режим торможения меняются и нагруженные поверхности зубьев в зацеплении шестерен. А это означает изменение формы, а, иногда и природы действующих колебательных сил.

Периодические колебательные силы в одной ступени редуктора (по одной шестерне на каждом из двух валов) имеют три ряда гармонических составляющих с частотами вращения каждого из валов и с зубцовыми частотами. Гармоники зубцовых колебательных сил одновременно являются гармониками высокой кратности сил, определяемых частотой вращения каждого из валов.

Увеличение числа ступеней редуктора на одну увеличивает количество рядов колебательных сил на два, определяемых частотой вращения нового (добавленного) вала и зубцовой гармоникой силы, определяемой новым зубчатым зацеплением.

Схема простейшего двухступенчатого переборного редуктора приведена на рис.2.6.

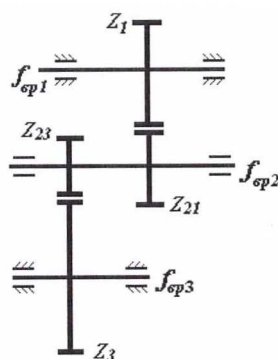


Рис. 2.6. Схема двухступенчатого переборного редуктора

В зубчатое зацепление входят по три зуба каждой шестерни. Частоты вращения валов редуктора пропорциональны числу зубцов шестерён входящих в зацепление между ними валами:

$$f_{вр2} = f_{вр1} \frac{Z_1}{Z_{21}}$$

$$f_{вр3} = f_{вр2} \frac{Z_{23}}{Z_3}$$

где $f_{вр1}, f_{вр2}, f_{вр3}$ - частоты вращения ведущего (входного), промежуточного и ведомого (выходного) валов Z_1, Z_{21}, Z_{23}, Z_3 - количество зубьев на входной, промежуточных (основной и дополнительной) и выходной шестернях.

Самое сильное влияние колебательные силы в бездефектном зацеплении оказывают на вибрацию передачи с зубцовыми частотами, равными:

$$f_{z1} = f_{вр1} Z_1 = f_{вр2} Z_{21},$$

$$f_{z2} = f_{вр2} Z_{23} = f_{вр3} Z_3$$

Вибрация высокооборотных переборных редукторов, в частности мультипликаторов, может иметь специфику из-за сильного влияния на нее крутильных резонансов вала с шестерней, которые передают не только постоянный крутильный момент, но и

пульсирующие моменты с периодом вращения вала, действующие на каждый зуб в зацеплении. При близости частоты крутильных резонансов к одной из низших гармоник частоты вращения вала нагрузки на зубья шестерни перераспределяются, причем наиболее нагруженным оказывается, например, каждый третий зуб. В результате зубцовые гармоники вибрации могут быть слабее их субгармоник, а иногда в вибрации высокооборотной ступени редуктора могут присутствовать только субгармонические составляющие зубцовой частоты.

Пример расчёта основных частот вибрации переборного редуктора:

Параметры одноступенчатого переборного редуктора: $z_1 = 88$ шт.; $z_2 = 21$ шт.;

Скорость вращения ведущего вала: $n = 331$ об/мин.

1) Расчёт частоты вращения ведущего вала:

$$f_{вр1} = n/60 = 331/60 = 5,52 \text{ Гц.}$$

2) Расчёт частоты вращения ведомого вала:

$$f_{вр2} = f_{вр1} \frac{z_1}{z_2} = 5,52 \frac{88}{21} = 23,13 \text{ Гц.}$$

3) Расчёт частоты зацепления зубцов шестерён:

$$f_z = f_{вр1} z_1 = 5,52 \cdot 88 = 485,76 \text{ Гц.}$$

2.3.1. Дефекты вращающихся узлов переборных редукторов

К основным дефектам переборных редукторов, кроме дефектов подшипников, следует отнести:

- несоосность шестерен и валов, перекос шестерен,
- непараллельность валов, перекос шестерен,
- смещение осей вращения в радиальном к осям направлении, в частности, из-за равномерного износа подшипников,
- износ зубьев шестерен,
- дефекты отдельных зубьев шестерен (сколы, трещины, отсутствие части зуба),
- дефекты муфт, соединяющих валы редуктора с двигателем и механизмом.

В прямозубых, косозубых и шевронных зубчатых зацеплениях влияние дефектов на вибрацию, в основном, аналогично, поэтому диагностические признаки одинаковых дефектов для разных видов шестерен выбираются идентичными. Практически такие же признаки дефектов используются в диагностике многозаходных (более двух заходов) червячных передачах.

Несоосность и перекос шестерен приводят к периодическому изменению нагрузки на зубья шестерен в зацеплении и на подшипники тех валов, на которые посажены эти шестерни. Как следствие модулируются амплитуды колебательных сто в зацеплении, основной частотой которых является зубцовая частота, и зубцовые составляющие вибрации. Кроме этого гармониками частоты вращения вала с дефектной шестерней «аудируется» нагрузка на подшипники, силы трения в них и высокочастотная вибрация, возбуждаемая силами трения в подшипниках.

Непараллельность вала и осевой сдвиг шестерен, а также смещение осей вращения в радиальном направлении приводят к смезению контактных пятен зубьев и появлению ударных нагрузок на зубья шестерен, входящих в зацепление. При этом растут величины колебательных сил и составляющих вибрации зубцовой частоты. Возможен также рост пульсирующих с зубцовой частотой нагрузок на приводной электродвигатель и модуляция тока двигателя этой частотой.

Износ зубьев шестерен не бывает равномерным и приводит к различному для разных зубьев росту импульсных нагрузок и различному смещению моментов их начала во времени, т.е. к амплитудной и частотной модуляции зубцовых гармоник вибрации частотной вращения дефектной шестерни и ее гармониками.

Дефекты отдельных зубьев приводят к появлению дополнительных импульсных нагрузок на шестерни при входе дефектного зуба в зацепление и при выходе из него. Интервал между двумя дополнительными импульсами соответствует времени поворота дефектной шестерни приблизительно на три зуба, а период повторения такого двойного импульса равен времени поворота шестерни на 360 угловых градусов. Таким образом, в спектре вибрации редуктора с дефектной шестерней появятся группы дополнительных составляющих вибрации на гармониках частоты вращения дефектной шестерни. Первая из этих групп имеет частоты в зоне третьей субгармоники зубцовой частоты, вторая - частоты в два раза выше, и т.д. По мере развития дефектов шестерни возникают дефекты других зубьев, причем расстояние между двумя дефектными зубьями может оказаться существенно больше расстояния между тремя зубьями. Дополнительная пара импульсных нагрузок в зацеплении за каждый оборот дефектной шестерни может стать причиной роста вибрации редуктора на гармониках частоты ее вращения, имеющих существенно меньшую кратность, чем при одном дефектном зубе. Импульсные нагрузки в зацеплении передаются и на подшипники валов, модулируя в них силы трения и высокочастотную вибрацию подшипниковых узлов, возбуждаемую этими силами. Основными частотами модуляции высокочастотной вибрации являются гармоники высокой кратности от частоты вращения дефектной шестерни.

Кроме влияния на периодическую и случайную вибрацию подшипниковых узлов и редуктора в целом, дефекты отдельных зубьев влияют и на ток приводного электродвигателя, который модулируется частотой вращения дефектной шестерни, так как на время нахождения дефектного зуба в зацеплении передаваемый редуктором крутящий момент несколько снижается.

Дефекты соединительных муфт на входе и выходе редуктора приводят к появлению импульсных нагрузок на подшипники соединяемых муфтой валов несколько раз за оборот вала, модулируя силы трения в подшипниках и возбуждаемую ими высокочастотную вибрацию. Импульсные составляющие, как правило, появляются и в передаваемом редуктором крутящем моменте, модулируя ток двигателя.

2.4. Вибрация ротора в подшипниках качения

Подшипники качения под действием силы тяжести вала (ротора) или других статических нагрузок могут стать источниками значительных колебательных сил. Это, во-первых, силы трения, во-вторых, кинематические и импульсные (ударные) силы при неровностях поверхностей качения, а, в-третьих, силы параметрического происхождения. Вследствие изменения жесткости подшипника из-за периодического изменения количества нагруженных тел качения.

Гармонические составляющие подшипниковой вибрации имеют частоты, определяемые частотами вращения элементов подшипника и их комбинациями. Выражения для частот вращения отдельных элементов подшипника качения можно получить из уравнений их движения.

Рассмотрим наиболее часто встречающийся случай, когда неподвижным является наружное кольцо подшипника, а вращающимся - внутреннее кольцо. Для определения основных частот подшипниковой вибрации достаточно знать скорость вращения машины n (об/мин) и следующие параметры:

- $d_c \approx (d_n + d_b)/2$ диаметр сепаратора, т.е. диаметр окружности, проходящей через центры тел качения. Здесь d_n - наружный диаметр подшипника; d_b - внутренний диаметр подшипника;
- $d_{тк}$ - диаметр тела качения;

- α - угол контакта тел качения с дорожками качения;
- z - число тел качения.

Первая часть задачи сводится к определению частот вращения отдельных элементов подшипника, т.е. частоты вращения сепаратора f_c и частоты вращения тела качения при известной скорости вращения ротора машины $f_{вр}$ и геометрических размерах подшипника, а именно, $d_c, d_{тк}, \alpha, z$.

Частота вращения внутреннего кольца равна

$$f_{вр} = n/60$$

где n - скорость вращения ротора (внутреннего кольца), об/мин

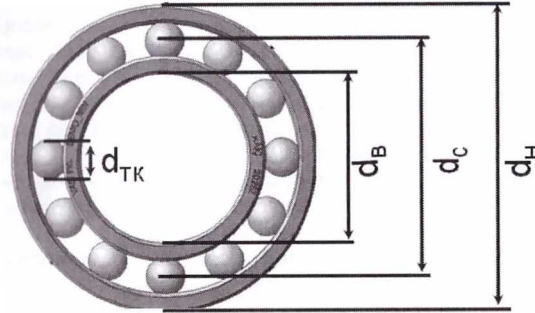


Рис.2.3. Схема подшипника качения

Диаметр сепаратора примерно равен среднему арифметическому от диаметров внутреннего и наружного диаметров

$$d_c = \frac{(d_n + d_v)}{2}$$

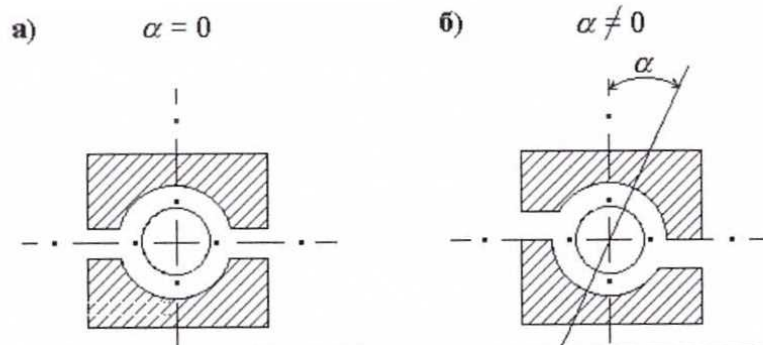


Рис.2.4. Радиальный (а) и радиально-упорный (б) подшипники

Для радиально-упорных подшипников частота вращения сепаратора равна:

$$f_c = \frac{1}{2} f_{вр} \left(1 - \frac{d_{тк}}{d_c} \cos \alpha \right)$$

а частота вращения тел качения равна:

$$f_{тк} = \frac{1}{2} f_c \left(\frac{d_c}{d_{тк}} + \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} f_{вр} \frac{d_c}{d_{тк}} \left(1 - \frac{d_{тк}^2}{d_c^2} \cos^2 \alpha \right)$$

Для радиальных подшипников $\alpha = 0^\circ$ и как следствие $\cos \alpha = 1$, для упорных подшипников $\alpha = 90^\circ$ и $\cos \alpha = 0$.

Вторая часть задачи сводится к определению значений частот перекатывания (прокатывания) тел качения по наружному и внутреннему кольцам подшипника.

Частота перекатывания тел качения по наружному кольцу:

$$f_n = f_c \cdot Z = \frac{1}{2} f_{вр} \left(1 - \frac{d_{тк}}{d_c} \cos \alpha \right) \cdot Z$$

Частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу:

$$f_v = (f_{вр} - f_c) \cdot Z = \frac{1}{2} f_{вр} \left(1 + \frac{d_{тк}}{d_c} \cos \alpha \right) \cdot Z$$

На всех указанных подшипниковых частотах, а также на комбинационных частотах между элементами подшипника могут действовать периодические колебательные силы кинематического или параметрического происхождения, которые возбуждают вибрацию как ротора, так и корпуса машины. При разных дефектах подшипника возникает подшипниковая вибрация машины на разных частотах.

Кроме гармонических составляющих вибрации в подшипнике присутствуют и случайные составляющие, возбуждаемые силами трения. В бездефектных подшипниках силы трения постоянны. Соответственно не меняется во времени и мощность случайной вибрации. При появлении дефектов силы трения и мощность случайной вибрации модулируются соответствующими основными или комбинационными подшипниковыми частотами.

Ударные колебательные силы и ударные составляющие вибрации в бездефектных подшипниках отсутствуют и появляются только вместе с появлением некоторых из возможных дефектов подшипников и других узлов машины.

2.4.1. Дефекты подшипников качения

Большинство отказов эксплуатируемых роторных машин связано с дефектами их подшипников. В подшипниках качения с учетом возможностей их диагностики дефекты целесообразно разделить на следующие группы:

- износ поверхностей качения (наружных и внутренних колец, тел качения);
- износ поверхностей скольжения (сепаратора, защитных колец);
- раковины, сколы, трещины на поверхностях качения;
- дефекты сборки, увеличивающие нагрузку на поверхности качения (увеличенный радиальный и осевой натяг, перекос колец или сепаратора);
- проскальзывание колец;
- ухудшение свойств смазки.

Износ поверхностей качения, который практически не бывает равномерным по всей Поверхности качения, приводит к росту низкочастотной подшипниковой вибрации (кинематические колебания ротора), а также модуляции сил трения и возбуждаемой ими высокочастотной вибрации подшипников.

Износ поверхностей скольжения приводит к модуляции сил трения и возбуждаемой ими высокочастотной вибрации подшипника, а износ сепаратора, из-за возникающей п. равномерности расположения тел качения по окружности - дополнительно к модуляции низкочастотной вибрации ротора.

Раковины, сколы и трещины на поверхностях качения приводят к появлению ударных импульсов, возбуждающих ударную вибрацию подшипниковых узлов на высоких и средних частотах.

Рост нагрузки на поверхности качения из-за дефектов сборки подшипниковых узлов приводит к росту кинематической подшипниковой вибрации на средних частотах при естественной неровности поверхностей качения, модуляции сил трения и возбуждаемой ими высокочастотной вибрации.

Проскальзывание колец в посадочном месте приводит к нарушению периодичности и подшипниковой вибрации кинематического происхождения, особенно в пусковых режимах работы машины, а также появлению ударных импульсов, возбуждающих высокочастотную вибрацию.

Дефекты смазки, которые могут быть как следствием старения смазки, так и следствием повышенного количества продуктов износа из-за любых дефектов поверхностей качения и скольжения или посторонних примесей, приводят к появлению разрывов смазочного слоя и ударам тел качения о неподвижное кольцо с возбуждением ультразвуковой вибрации последнего.

Пример расчета основных частот вибрации радиально-упорного подшипника качения:

Исходные данные:

Подшипник SU113526 осевых вытяжных вентиляторов:

- $d_H = 230$ мм
- $d_B = 130$ мм
- $d_{TK} = 26$ мм
- $\alpha = 11^\circ$
- $z = 19$ шт.

Скорость вращения внутреннего кольца: $n=268,8$ об/мин.

1) Расчет частоты вращения:

$$f_{вр} = \frac{n}{60} = \frac{268,8}{60} = 4,48 \text{ Гц.}$$

2) Расчет диаметра сепаратора:

$$d_c = \frac{(d_H + d_B)}{2} = \frac{(230 + 130)}{2} = 180 \text{ мм.}$$

3) Расчет частоты вращения сепаратора:

$$f_c = \frac{1}{2} f_{вр} \left(1 - \frac{d_{TK}}{d_c} \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} 4,48 \left(1 - \frac{26}{180} \cos 11^\circ \right) = 1,92 \text{ Гц}$$

4) Расчет частоты контакта тел качения с одним из колец:

$$f_{TK} = f_c \left(\cos \alpha + \frac{d_c}{d_{TK}} \right) = 1,92 \cdot \left(\cos 11^\circ + \frac{180}{26} \right) = 15,18 \text{ Гц}$$

5) Расчет частоты перекатывания тел качения по наружному кольцу:

$$f_H = f_c \cdot z = 1,92 \cdot 19 = 36,48 \text{ Гц}$$

6) Расчет частоты перекатывания тел по внутреннему кольцу:

$$f_v = (f_{вр} - f_c) \cdot z = (4,48 - 1,92) \cdot 19 = 48,64 \text{ Гц}$$

2.5 Вибрация ротора в подшипниках скольжения

Подшипники скольжения под действием силы тяжести вала (ротора) или других статических нагрузок могут стать источниками значительных колебательных сил. Это, во первых, силы трения, а также кинематические и импульсивные (ударные) силы. Кроме вибрации подшипником скольжения, возбуждаемой перечисленными силами, может возникать и вибрация, являющаяся следствием автоколебаний ротора в подшипниках.

Гармонические составляющие вибрации ротора в подшипниках скольжения могут появляться на гармониках частоты вращения и иметь кинематическое происхождение из-за неровностей поверхности шейки вала. Кроме этого из-за автоколебаний, которая обычно составляет половину частоты вращения или несколько меньшую величину.

Силы трения в подшипниках скольжения во много раз сильнее, чем в подшипниках качения, однако механизм возбуждения вибрации силами трения в подшипниках скольжения с ламинарным потоком смазки в смазочном слое таков, что мощность возбуждаемой случайной вибрации зависит от толщины этого слоя и, как правило, оказывается существенно меньше, чем в подшипниках качения.

Ударные силы в подшипниках скольжения возникают при появлении отдельных видов дефектов. При ударах гидродинамического происхождения в смазочном слое из-за кратковременного появления зон кавитации возникает незначительный скачек мощности случайной вибрации подшипника. При сухих ударах гидродинамического происхождения в смазочном слое из-за кратковременного появления зон кавитации возникает незначительный скачек мощности случайной вибрации подшипника. При сухих ударах, сопровождающихся разрывом слоя смазки и задеваниями шейки о поверхность вкладышей подшипника, скачек мощности случайной вибрации во много раз больше.

2.5.1 Дефекты подшипников скольжения

В подшипниках скольжения с жидкой смазкой число групп дефектов, отличающихся разными диагностическими признаками, меньше, чем в подшипниках качения. Эти группы выглядят следующим образом:

- износ поверхностей скольжения;
- выкрашивание поверхностей скольжения;
- дефекты сборки и монтажа, увеличивающие нагрузки на поверхности скольжения и снижающие толщину масляного слоя;
- дефекты системы подачи смазки;
- ухудшение свойств смазки.

Износ поверхностей скольжения в подшипнике приводит к росту колебаний ротора в подшипниках на гармониках частоты вращения и нестабильности амплитуды этих составляющих. Значительный износ вкладышей приводит к нарушению работы системы подачи смазки, сопровождающийся проявлением автоколебаний ротора в подшипниках или гидроударами, возбуждающими высокочастотную вибрацию подшипникового узла.

Выкрашивание поверхностей скольжения (вкладышей) приводит к появлению гидроударов,- источников импульсной высокочастотной вибрации подшипникового узла.

Дефекты сборки и монтажа, снижающие толщину масляного слоя приводят к модуляции сил трения и высокочастотной вибрации, возбуждаемой силами трения.

Дефекты системы подачи смазки приводят к появлению автоколебаний ротора в подшипниках или нестабильности амплитуды составляющих вибрации на частоте вращения и ее гармониках, а при значительных нарушениях - к разрывам масляного слоя и сухим ударами (задеваниям) шейки ротора за поверхность вкладышей.

Ухудшение свойств смазки приводит к росту сил трения и росту высокочастотной вибрации, в том числе из-за нерегулярных гидравлических ударов.

2.6 Вибрация ротора с рабочими колесами

Основной составляющей вибрации ротора с рабочими колесами, находящимися в потоке газа или жидкости, является гармоническая составляющая с частотой вращения ротора, определяемая либо механической неуравновешенностью ротора с рабочими колесами, либо гидродинамической (аэродинамической) неуравновешенностью рабочих колес. Последняя возникает в тех случаях когда, потоки, обтекающие каждую из лопастей рабочего колеса, из-за особенностей ее формы и сопротивления потоку создают разную подъемную силу и суммарная радиальная компонента этой силы не равна нулю.

Второй по величине гармонической составляющей вибрации является ее лопаточная (лопастная) составляющая:

$$f = N f_{\text{вр}}$$

где N - число лопаток вентилятора, турбины (лопастей насоса).

Лопаточная (лопастная) составляющая колебательных сил и ее гармоники появляются из-за взаимодействия рабочего колеса с неоднородным потоком. Неоднородность потока в зоне рабочих колес растет при засорении трубопровода и нарушениях в работе направляющего аппарата.

В насосах и гидротурбинах вращение ротора с рабочим колесом в подшипниках скольжения и подшипниках качения с зазором может быть неустойчивым, что приводит к появлению автоколебаний ротора с частотой, равной половине частоты вращения или более низкой. Возникающие при этом колебательные силы возбуждают гармонические составляющие вибрации на частоте автоколебаний и ее гармониках.

В многоступенчатых агрегатах при несимметричном потоке газа (жидкости) на выходе одного из колес из-за взаимодействия (через турбулентный поток) рабочего колеса и направляющего аппарата могут возникать гармонические колебательные силы с лопаточной частотой направляющего аппарата.

Кроме гармонических составляющих колебательных сил в потоке, обтекающем лопатки (лопасти) рабочих колес возникают турбулентные пульсации давления, которые возбуждают случайную вибрацию рабочего колеса и корпуса агрегата. Мощность этих пульсаций может периодически изменяться с частотой вращения рабочего колеса, лопастной частотой или частотой автоколебаний.

В зоне рабочего колеса насосов и гидротурбин при обтекании лопастей может появляться кавитация, которая является более сильным, чем турбулентность, источником случайных пульсаций давления. Мощность этих пульсаций также может быть модулирована частотой вращения рабочего колеса, лопастной частотой или частотой автоколебаний ротора с рабочим колесом.

Пример расчета основных частот вибрации вентилятора (насоса):

Параметры вентилятора (насоса):

- Число лопаток (лопастей) $N=12$ шт;

- Скорость вращения вала: $n=595$ об/мин.
- 1) Расчет частоты вращения вала:
 $f_{вр} = n/60 = 595/60 = 9,92$ Гц
 - 2) Расчет лопаточной (лопастной) частоты:
 $f_{л} = Nf_{вр} = 12 \cdot 9,92 = 119,04$ Гц.

2.6.1 Дефекты ротора с рабочими колесами

Ротор с рабочими колесами является основным узлом многих типов машин, таких как центробежные и осевые насосы и вентиляторы, нагнетатели и компрессоры, турбины и ряд других. К дефектам рабочего колеса в потоке относятся не только дефекты собственно колеса, но и другие дефекты, изменяющие характеристики и свойства потока.

К основным дефектам ротора с рабочим колесом (колесами) в потоке газа (пара) можно отнести:

- неуравновешенность рабочего колеса,
- несоосность рабочего колеса и вала, перекося рабочего колеса,
- неоднородность потока на входе в рабочее колесо, нарушения формы зазора между рабочим колесом и корпусом,
- нарушения формы обтекаемой поверхности отдельных лопаток,
- повышенная турбулентность потока в зоне рабочего колеса,
- автоколебания ротора с рабочим колесом в потоке,
- дефекты муфт, соединяющих роторы насоса и приводного двигателя.

В насосах и гидротурбинах, рабочее колесо которых вращается в потоке жидкости, к указанным дефектам добавляется кавитация перекачиваемой жидкости, приводящая к ускоренному эрозионному износу обтекаемых поверхностей.

Неуравновешенность рабочего колеса приводит к увеличению центробежных сил, действующих на ротор, и вибрация машины на частоте вращения ротора.

Несоосность рабочего колеса и вала приводит к росту переменной составляющей давления потока и вибрации машины с частотой вращения колеса, а его перекося - к росту переменной составляющей давления потока и вибрации машины с двойной частотой вращения рабочего колеса. В насосах переменная составляющая давления дополнительно возбуждает радиальную вибрацию трубопроводов. Кроме того, при несоосности колеса и вала один раз за оборот, а при перекося - два раза за оборот вала, зазор между лопастями рабочего колеса и неподвижными частями корпуса достигает минимума, а турбулентность потока — максимума, т.е. появляется модуляция высокочастотной вибрации машины, возбуждаемая случайными пульсациями давления газа (жидкости) в турбулентном потоке.

Неоднородность потока на входе в рабочее колесо приводит к появлению ударных нагрузок на каждую лопатку (лопасть) в момент, когда она входит в зону потока с максимальной плотностью и, как следствие, к росту лопаточной (лопастной) вибрации машины. Причинами повышенной неоднородности потока в зоне рабочего колеса чаще всего становятся дефекты направляющего аппарата или нарушения формы зазора между рабочим колесом и корпусом вследствие смещения оси вращения рабочего колеса относительно оси корпуса (статический эксцентриситет зазора).

Нарушения формы обтекаемой поверхности отдельных лопаток (лопастей), например, при их износе или деформации, приводит к изменению нагрузки на лопатку, а следовательно к появлению вращающейся составляющей сил давления на рабочее колесо в радиальном и осевом направлениях. Вращающаяся сила давления в радиальном

направлении увеличивает вибрацию вала с рабочим колесом на частоте их вращения. Этот эффект часто называют аэродинамической (гидродинамической) неуравновешенностью рабочего колеса. Сила, действующая в горизонтальном направлении, является источником переменного давления потока, которое, если это поток несжимаемой жидкости, увеличивает радиальную вибрацию трубопровода

Повышенная турбулентность потока в зоне рабочего колеса, вызываемая чаще всего засорением входного воздуховода (трубопровода) или использованием агрегата в неоптимальных режимах работы, увеличивает высокочастотную составляющую вибрации корпуса и, как правило, приводит к ее модуляции лопаточной (лопастной) частотой. В насосах повышенная турбулентность потока является основной причиной кавитации в жидкости, при которой рост высокочастотной вибрации насоса будет существенно более высоким, в 10-100 раз по сравнению с насосами, работающими в докавитационных режимах.

Процесс вращения рабочего колеса в потоке не является устойчивым, поэтому при росте зазора в подшипниках или при дефектах системы подачи в подшипники скольжения принудительной смазки часто возникают автоколебания вала с рабочим колесом в подшипниках. Частота автоколебаний ротора с рабочими колесами в потоке газа обычно близка к половине частоты его вращения, иногда точно совпадая с ней. В насосах частота автоколебаний может быть существенно меньше половины частоты вращения насоса, вплоть до частот в 20-25% от частоты вращения. Автоколебания являются источником как низкочастотную вибрацию вала с рабочим колесом, так и высокочастотную вибрацию, возбуждаемую силами трения в подшипниках и пульсациями давления в потоке.

Дефекты соединительных муфт на входе или выходе машин с рабочими колесами приводят к появлению импульсных нагрузок на подшипники соединяемых муфтой валов несколько раз за оборот вала, модулируя силы трения в подшипниках и возбуждаемую ими высокочастотную вибрацию. Импульсные составляющие, как правило, появляются и в крутящем моменте, модулируя ток двигателя. Упругие муфты, особенно пластинчатые, даже при незначительных дефектах могут стать источником автоколебаний ротора с рабочими колесами

2.7 Вибрация вала со шкивами (звездочками) в ременных (цепных) передачах

Одноступенчатые ременные и цепные передачи имеют три неподвижных оси вращения - ведущего вала, ведомого вала и ремня (цепи). Соответственно, в таких передачах присутствуют периодические составляющие колебательных сил с тремя рядами гармоник, определяемых частотами вращения ведущего и ведомого валов, а также ремня (цепи). На рис. 2.5 приведена схема простейшей ременной передачи:

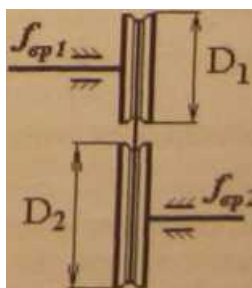


Рисунок 2.5 – Схема ременной передачи

Частоты вращения ведущего $f_{вр1}$ и ведомого $f_{вр2}$ валов ременной передачи связаны следующим соотношением:

$$f_{вр2} = f_{вр1} \frac{D_1}{D_2}$$

Где D_1, D_2 – Диаметры ведущего и ведомого валов.

Частота вращения ремня $f_{вр3}$ определяется выражением:

$$f_{вр3} = f_{вр1} = f_{вр1} \frac{\pi D_1}{l} = f_{вр2} \frac{\pi D_2}{l}$$

Где l – Длина окружности ремня.

При использовании зубчатой ременной или цепной передачи дополнительно к ранее указанным гармоническим рядам появляется ряд зубцовых гармоник колебательных сил. Зубцовая частота определяется частотой вращения и количеством зубцов на любом вращающемся узле, в том числе и ремне (цепи):

$$f_z = f_{вр1} Z_1 = f_{вр2} Z_2 = f_{вр3} Z_3$$

где Z_1, Z_2, Z_3 количество зубцов на ведущем шкиве (звездочке), ведомом шкиве и ремне (цепи).

Вибрация ременной передачи определяется, в основном, периодическими колебательными силами. Колебательные силы в ременных передачах имеют, как правило, кинематическую природу, и только нагруженный крутящим моментом ремень (цепь), если его жесткость на растяжение в разных местах отличается, становится источником периодических сил параметрической природы.

Пример расчета основных частот вибрации ременной передачи:

Параметры ременной передачи:

- $D_1 = 35$ см;
- $D_2 = 85$ см;
- $l = 500$ см.

Скорость вращения ведущего вала: $n = 750$ об/мин.

1) Расчет частоты вращения ведущего вала:

$$f_{вр} = n/60 = 750/60 = 12,5 \text{ Гц.}$$

2) Расчет частоты вращения ведомого вала:

$$f_{вр2} = f_{вр1} D_1/D = 12,5 * 35/85 = 5,15 \text{ Гц.}$$

3) Расчет частоты вращения ремня:

$$f_{вр3} = f_{вр1} \frac{\pi D_1}{l} = 12,5 \frac{3,14 \cdot 35}{500} = 2,75 \text{ Гц.}$$

2.7.1 Дефекты вращающихся узлов ременных и цепных передач

К основным дефектам ременных передач, кроме дефектов подшипников, следует отнести:

- дефекты шкивов, в частности их несоосность с валом, неравномерный износ, перекос,
- непараллельность валов и осевой сдвиг шкивов,
- ослабление натяжения ремня,
- износ и старение ремня.

В цепных передачах к перечисленным добавляются дефекты в виде износа зубьев

звездочек и звеньев цепи.

Диагностика ременной зубчатой передачи производится такими же способами как и диагностика цепной передачи.

Несоосность, неравномерный износ и перекос шкивов (звездочек) приводит к периодическому изменению натяжения ремня (цепи) и к модуляции низкочастотной вибрации передачи и сил трения в их подшипниках частотой вращения дефектного шкива и ее гармониками.

Непараллельность валов и осевой сдвиг шкивов приводит к появлению периодических ударных нагрузок на ремень (цепь) с частотой вращения одной из шкивов (или обоих), импульсно модулирующих силы трения в подшипниках передачи и возбуждаемой силами трения высокочастотной вибрации этих подшипников.

Ослабление натяжения ремня (цепи) приводит к флуктуациям сил его натяжения и нестабильности амплитуды вибрации на гармониках частот вращения обоих валов, а также к нестабильности величины тока, потребляемого двигателем.

Износ и старение ремня приводит к периодическим скачкам силы натяжения с частотой вращения ремня, модуляции низкочастотной вибрации передачи частотой вращения ремня и ее гармониками, а также модуляции сил трения в подшипниках и высокочастотной вибрации этих подшипников. Кроме этого дефекты ремня приводят и к модуляции тока, потребляемого электродвигателем.

Износ звездочек и звеньев цепи в цепной передаче также приводит к скачкам силы натяжения с частотой вращения дефектного узла, модуляции низкочастотной и зубцовой вибрации частотой вращения дефектного узла и ее гармониками, а также сил трения в подшипниках и возбуждаемой ими высокочастотной вибрации подшипников, кроме того дефекты звездочек и цепи приводят к появлению субгармонических составляющих зубцовой вибрации и к модуляции тока, потребляемого электродвигателя, вращения дефектных узлов и их гармониками.

2.8 Дефекты электромагнитной системы электрических машин

Дефекты электрических машин переменного тока, не считая дефектов их механических узлов, можно разделить на следующие основные группы:

- Дефекты обмоток и активного сердечника ротора асинхронного двигателя (обрывы в беличьей клетке и короткие замыкания в обмотках и активном железе);
- Дефекты обмоток ротора синхронной машины (обрывы и короткие замыкания);
- Дефекты обмоток и активного сердечника статора (обрывы и короткие замыкания);
- Искажение формы зазора между ротором и статором (статический, динамический эксцентриситет зазоров, магнитное насыщение активного сердечника в ближайшей к зазору зоне);
- Дефекты в щеточно-контактных узлах;
- Несимметрия и искажение формы питающего напряжения (тока).

Дефекты машин постоянного тока можно разделить на следующие группы:

- Дефекты обмоток и сердечника якоря;
- Дефекты полюсов и обмоток возбуждения, в том числе дополнительных (компенсационных);
- Искажение формы зазора между якорем и полюсами;
- Дефекты в щеточно-коллекторном узле;
- Искажение напряжения питания.

Дефекты ротора асинхронного двигателя приводят к появлению пульсирующих моментов с двойной частотой скольжения, действующих на ротор и статор и приводящих

к модуляции по частоте основных составляющих вибрации машины и потребляемого двигателем тока.

Дефекты обмоток ротора синхронной машины приводят к появлению несимметрии и искажению формы магнитного поля возбуждения. При этом растет вибрация машины и ее гармоники частоты вращения, возникает модуляция зубцовых составляющих вибрации машины частотой вращения ротора, появляются переменные составляющие в токе возбуждения.

Дефекты силовых обмоток и активного железа статора приводят к появлению несимметрии токов по фазам и появлению пульсирующих с двойной частотой напряжения питательных моментов. Эти моменты приводят к росту тангенциальной вибрации машины на этой частоте и модуляции ее зубцовой вибрации.

Искажаемые формы зазора в машинах переменного тока приводят к модуляции зубцовой вибрации, либо частотой вращения ротора при динамическом эксцентриситете зазора в асинхронном двигателе, либо двойной частотой сети при статическом эксцентриситете зазора. При насыщении активного железа ротора (статора) появляются новые составляющие в спектрах вибрации и потребляемого машиной тока.

Дефекты и щеточно-контактных узлах машин переменного тока приводят к росту пульсирующих моментов с чистой частотой вращения ротора и ее гармониками. Кроме этого, ток ротора асинхронных двигателей с фазным ротором модулируется частотой вращения ротора, а в токе возбуждения синхронной машины растут переменные составляющие с частотой вращения ротора и ее гармониками.

Несимметрия питающего напряжения, как и дефекты обмоток ротора, приводят к появлению пульсирующих моментов с двойной частотой напряжения питания, а нелинейные искажения приводят к появлению пульсирующих моментов с частотами $f_1 = 2mkf_1$. Пульсирующие моменты создают на указанных частотах тангенциальную вибрацию машины.

Дефекты полюсов и обмоток возбуждения машины постоянного тока приводят к росту зубцовой гармоники ее вибрации и появлению зубцовых гармоник в токе якоря. Дефекты обмоток якоря модулируют зубцовые составляющие как вибрации машины, так и тока якоря.

Искажения формы зазора между якорем и полюсами также приводят к росту зубцовой вибрации машины, но, кроме этого, ухудшают условия коммутации тока в коллекторе и, тем самым, к росту вибрации на коллекторной частоте и росту коллекторных гармоник в спектре тока якоря.

Дефекты в щеточно-коллекторном узле приводят к росту коллекторных составляющих в спектре вибрации и тока якоря с одновременной модуляцией их частотами, кратными частоте вращения якоря и щеточной частоте. Кроме того при дефектах коллектора могут появиться щеточные гармоники как в спектре тангенциальной вибрации машины, так и в спектре тока якоря.

Искажение напряжения питания машины постоянного тока, чаще всего появляющееся при питании машины от выпрямленного напряжения, приводит как к появлению переменных составляющих тока, обычно на гармониках частоты питающей сети переменного тока, так и к появлению пульсирующих с этими частотами моментов на машине. Пульсирующие моменты, в свою очередь, создают тангенциальную вибрацию на своих частотах.

2.8.1 Вибрация электромагнитной системы электрических машин переменного тока

Основные составляющие вибрации бездефектных электрических машин определяются электромагнитными периодическими колебательными силами, которые возникают при появлении в магнитном поле переменных составляющих. Случайные и ударные колебательные силы в электромагнитной системе бездефектной электрической машины

отсутствуют. В машинах с аварийноопасными дефектами могут иметь место удары частей магнитопровода друг о друга или электрических обмоток с магнитопроводом, но эти удары имеют механическую природу и при описании вибрации электромагнитной системы электрической машины обычно не рассматриваются.

В машинах переменного тока основная составляющая магнитного поля по частоте совпадает с частотой питающего напряжения f_1 . Обычно это частота напряжения в силовой сети (в Европе $f_1=50$ Гц), но при питании электродвигателя от статического преобразования частоты эта частота может быть любой. Поскольку электромагнитная колебательная сила имеет частоту в два раза больше, частота основной составляющей колебательных сил и вибрации электрических машин равна $2f_1$, т.е. при их питании от силовой сети составляет:

$$2f_1=100 \text{ Гц.}$$

На многих предприятиях качество напряжения в силовой сети далеко от идеального, т.е. синусоидальная форма напряжения искажается, и кроме основной компоненты напряжения с частотой f_1 . В напряжении есть и значительные компоненты с частотой $f_i=f_1(2mk\pm 1)$, где m - число фаз, k -целое число. Возбуждаемые ими компоненты магнитного поля, взаимодействия с основным магнитным полем электрической машины, создают пульсирующие моменты сил на частотах

$$f_i=2mkf_1$$

Еще одна составляющая электромагнитных колебательных сил определяется зубчатостью сердечников ротора и статора и, как следствие, зубчатостью магнитного поля. Ротор электрической машины вращается с частотой f_r , поэтому частота пульсации зубцовой гармоники поля ротора составляет $f_{Zr}=z_r f_r$, где z_r - число зубцов ротора. Зубцовая гармоника магнитного поля кроме этого еще модулирована частотой питающего напряжения. Взаимодействие столь сложного магнитного поля ротора с основной гармоникой поля приводит к появлению колебательных сил на одной - двух из трех комбинационных частот, называемых зубцовыми, и их кратных гармоник:

$$f_{Zr}=kz_r f_r; f_{Zr}=kz_r f_r \pm 2f_1$$

В синхронных машинах ротор может быть зубчатым (неявнополюсный ротор), либо состоять из нескольких полюсов (явнополюсный ротор). Во втором случае число зубцов ротора считается равным числу полюсов, а вот в первом случае надо помнить, что на роторе есть кроме малых зубьев, еще и $2p$ больших зуба, где p - число пар полюсов машины, на которых может уложиться $z_r/3$ малых зуба, и при определении зубцовой вибрации этот факт надо учитывать.

В результате частоты зубцовых гармоник колебательных сил в неявнополюсной синхронной машине определяются следующими значениями:

$$Kf_{Zr}=3kz_r f_r/2$$

где z_{r1} - количество малых зубьев на роторе.

В явнополюсной синхронной машине частоты колебательных сил на зубцовых (полюсных) гармониках ротора пропорциональны двойной частоте питающей сети, т.е. определяются выражением:

$$Kf_{Zr}=2kp f_r=2kf_1$$

Особенностью явнополюсной синхронной машины является то, что величины нескольких роторных зубцовых (полюсных) гармоник колебательных сил резко растут,

если их частота близка к частотам зубцовых гармоник статора:

$$k_1 f_{Z_{rt}} = k_2 f_{Z_{st}}$$

где f_{rt} Z_{st} - частота первой зубцовой гармоники статора, Z_{st} - число зубцов статора.

Кроме электромагнитных колебательных сил в электрических машинах действуют и электродинамические силы, определяемые взаимодействием магнитного поля с электрическим током в обмотках. При определении частот электродинамических колебательных сил, являющихся различными комбинациями частот переменных составляющих магнитного поля с постоянными и переменными составляющими тока в статоре и роторе, необходимо помнить, что в ротор синхронной машины подается постоянный ток, а в роторе асинхронного двигателя наводится переменный ток с очень низкой частотой. Это частота скольжения, равная $= Sf$, где S - величина скольжения,

обычно находящаяся в диапазоне 0,2 — 2 процента. В бездефектной машине переменного тока сумма переменных электродинамических колебательных сил, действующих как на обмотки статора, так и ротора, должна быть равна нулю, поэтому вибрация электродинамического происхождения возникает в электрической машине только при появлении различных дефектов.

Пример расчета основных частот вибрации асинхронного двигателя:

Параметры асинхронного двигателя: скорость вращения двигателя $n=596,4$ об/мин число зубцов ротора $Z_{rt}=74$, частота питающего напряжения $f_1=50$ Гц.

1. Частота вращения двигателя равна

$$f_{вр} = n/60 = 596,4/60 = 9,94 \text{ Гц}$$

2. Основная частота магнитных сил:

$$2f_1 = 100 \text{ Гц}$$

3. Зубцовая частота:

$$f_z = f_{вр} \cdot Z_{rt} = 9,94 \cdot 74 = 735,56 \text{ Гц}$$

4. Скольжение ротора

$$S = \frac{f_1 - p f_{вр}}{f_1}$$

Для асинхронного двигателя имеет:

$$\text{При } p=1 \quad f_{вр}=50 \text{ Гц}$$

$$\text{При } p=2 \quad f_{вр}=25 \text{ Гц}$$

$$\text{При } p=3 \quad f_{вр}=16,7 \text{ Гц}$$

$$\text{При } p=4 \quad f_{вр}=12,5 \text{ Гц}$$

$$\text{При } p=5 \quad f_{вр}=10 \text{ Гц}$$

Для данного двигателя $p=5$, тогда величина скольжения равна

$$S = \frac{f_1 - p f_{вр}}{f_1} = \frac{50 - 5 \cdot 9,94}{50} = \frac{50 - 49,7}{50} = \frac{0,3}{50} = 0,006$$

5. Двойная частота скольжения определяется выражением

$$2sf_1 = 2 \cdot 0,006 \cdot 50 = 0,6 \text{ Гц}$$

Пример расчета основных частот вибрации синхронной машины:

Параметры явнополусной синхронной машины: скорость вращения двигателя $n = 1500$ об/мин, число зубцов статора $Z_{st} = 84$, частота питающего напряжения $f_l = 50$ Гц

1. Частота вращения машины равна

$$f_{вр} = n/60 = 1500/60 = 25 \text{ Гц}$$

2. Частота полюсных гармоник:

$$2kf_1 = k100 \text{ Гц}$$

3. Зубцовая частота:

$$f_z = f_{вр} \cdot Z_{st} = 25 \cdot 84 = 2100 \text{ Гц}$$

2.8.2 Вибрация электромагнитной системы машины постоянного тока

Вибрация электромагнитной системы машины постоянного тока, как и машины переменного тока, содержит, в основном, периодические составляющие, возбуждаемые электромагнитными и электродинамическими силами.

Электромагнитные составляющие колебательных сил определяются, прежде всего, взаимодействием постоянного поля возбуждения с движущимся относительно полюсов зубчатым магнитным полем якоря. Результатом взаимодействия является гармонический ряд колебательных сил с основной (зубцовой) частотой:

$$f_{z\alpha} = k z_{\alpha} f_{rt}$$

где $f_{z\alpha}$ - зубцовая частота, z_{α} - число зубцов якоря (ротора), f_{rt} - частота вращения якоря (ротора).

Электродинамические составляющие колебательных сил определяются, прежде всего, взаимодействием постоянного поля возбуждения с переменными составляющими тока якоря. Эти составляющие в бездефектной машине могут возникать из-за коммутации тока в щеточно-коллекторном узле и представлять собой гармонический ряд с основной коллекторной частотой $f_{zv} = k z_v f_{rt}$ где z_v - количество пластин коллектора, которое может совпадать с числом зубцов якоря, а может быть в несколько раз больше.

В машинах с дефектами коллектора может появиться вибрация еще на одной частоте, называемой щеточной и определяемой количеством $2p$ рядов щеток, где p - число пар основных полюсов машины. Поскольку каждый ряд щеток один раз за оборот якоря машины проходит через дефектный участок коллектора, щеточная частота определяется выражением: $f_{щ} = p f_{rt}$

Машины постоянного тока часто питаются от выпрямителей переменного тока, выходное напряжение которого практически всегда имеет пульсирующие (переменные) составляющие в виде ряда гармоник с частотами $k f_{1rt}$, где наиболее часто f_{1rt} определяется (совпадает) частотой переменного напряжения на входе преобразователя f_1 . Переменные составляющие тока якоря создают колебательные силы (пульсирующие моменты) той же частоты.

Пример расчёта основных частот вибрации машины постоянного тока:

Параметры машины постоянного тока: скорость вращения двигателя $n = 420$ об/мин, число зубцов якоря $Z_{\alpha} = 111$, частота питающего напряжения $f_1 = 50$ Гц, число пар полюсов $p = 3$, количество пластин коллектора $Z_v = 444$.

1) Частота вращения машины равна

$$f_{rt} = n/60 = 420/60 = 7 \text{ Гц}$$

2) Зубцовая частота

$$f_z = f_{rt} \cdot Z_{\text{я}} = 7 \cdot 111 = 777 \text{ Гц}$$

3) Щеточная частота

$$f_{\text{щ}} = 2pf_{rt} = 2 \cdot 3 \cdot 7 = 42 \text{ Гц}$$

4) Коллекторная частота не совпадает с зубцовой и равна:

$$f_{zv} = Z_v f_{rt} = 444 \cdot 7 = 3108 \text{ Гц}$$

2.9 Дефекты ротора с рабочими колесами в потоке жидкости и газа

Ротор с рабочими колесами является основным узлом многих типов машин, таких как центробежные и осевые насосы и вентиляторы, нагнетатели и компрессоры, турбины и ряд других. К дефектам рабочего колеса в потоке относятся не только дефекты собственно колеса, но и другие дефекты, изменяющие характеристики и свойства потока.

К основным дефектам ротора с рабочим колесом (колесами) в потоке газа (пара) можно отнести:

- неуравновешенность рабочего колеса,
- несоосность рабочего колеса и вала, перекося рабочего колеса,
- неоднородность потока на входе в рабочее колесо, нарушения формы зазора между рабочим колесом и корпусом,
- нарушения формы обтекаемой поверхности отдельных лопаток,
- повышенная турбулентность потока в зоне рабочего колеса,
- автоколебания ротора с рабочим колесом в потоке,
- дефекты муфт, соединяющих роторы насоса и приводного двигателя.

В насосах и гидротурбинах, рабочее колесо которых вращается в потоке жидкости, к указанным дефектам добавляется кавитация перекачиваемой жидкости, приводящая к ускоренному эрозионному износу обтекаемых поверхностей.

Неуравновешенность рабочего колеса приводит к увеличению центробежных сил, действующих на ротор, и вибрация машины на частоте вращения ротора.

Несоосность рабочего колеса и вала приводит к росту переменной составляющей давления потока и вибрации машины с частотой вращения колеса, а его перекося - к росту переменной составляющей давления потока и вибрации машины с двойной частотой вращения рабочего колеса. В насосах переменная составляющая давления дополнительно возбуждает радиальную вибрацию трубопроводов. Кроме того, при несоосности колеса и вала один раз за оборот, а при перекося - два раза за оборот вала, зазор между лопастями рабочего колеса и неподвижными частями корпуса достигает минимума, а турбулентность потока - максимума, т.е. появляется модуляция высокочастотной вибрации машины, возбуждаемая случайными пульсациями давления газа (жидкости) в турбулентном потоке.

Неоднородность потока на входе в рабочее колесо приводит к появлению ударных нагрузок на каждую лопатку (лопасть) в момент, когда она входит в зону потока с максимальной плотностью и, как следствие, к росту лопаточной (лопастной) вибрации машины. Причинами повышенной неоднородности потока в зоне рабочего колеса чаще всего становятся дефекты направляющего аппарата или нарушения формы зазора между рабочим колесом и корпусом вследствие смещения оси вращения рабочего колеса относительно оси корпуса (статический эксцентриситет зазора).

Нарушения формы обтекаемой поверхности отдельных лопаток (лопастей), например, при их износе или деформации, приводит к изменению нагрузки на лопатку, а следовательно к появлению вращающейся составляющей сил давления на рабочее колесо в радиальном и осевом направлениях. Вращающаяся сила давления в радиальном направлении увеличивает вибрацию вала с рабочим колесом на частоте их вращения. Этот эффект часто называют аэродинамической (гидродинамической) неуравновешенностью

рабочего колеса. Сила, действующая в горизонтальном направлении, является источником переменного давления потока, которое, если это поток несжимаемой жидкости, увеличивает радиальную вибрацию трубопровода

Повышенная турбулентность потока в зоне рабочего колеса, вызываемая чаще всего засорением входного воздуховода (трубопровода) или использованием агрегата в неоптимальных режимах работы, увеличивает высокочастотную составляющую вибрации корпуса и, как правило, приводит к ее модуляции лопаточной (лопастной) частотой. В насосах повышенная турбулентность потока является основной причиной кавитации в жидкости, при которой рост высокочастотной вибрации насоса будет существенно более высоким, в 10-100 раз по сравнению с насосами, работающими в докавитационных режимах.

Процесс вращения рабочего колеса в потоке не является устойчивым, поэтому при росте зазора в подшипниках или при дефектах системы подачи в подшипники скольжения принудительной смазки часто возникают автоколебания вала с рабочим колесом в подшипниках. Частота автоколебаний ротора с рабочими колесами в потоке газа обычно близка к половине частоты его вращения, иногда точно совпадая с ней. В насосах частота автоколебаний может быть существенно меньше половины частоты вращения насоса, вплоть до частот в 20-25 % от частоты вращения. Автоколебания являются источником вибрации на частоте автоколебаний и ее гармониках, а также модулируют по амплитуде как низкочастотную вибрацию вала с рабочим колесом, так и высокочастотную вибрацию, возбуждаемую силами трения в подшипниках и пульсациями давления в потоке.

Дефекты соединительных муфт на входе или выходе машин с рабочими колесами приводят к появлению импульсных нагрузок на подшипники соединяемых муфтой валов несколько раз за оборот вала, модулируя силы трения в подшипниках и возбуждаемую ими высокочастотную вибрацию. Импульсные составляющие, как правило, появляются и в крутящем моменте, модулируя ток двигателя. Упругие муфты особенно пластинчатые, даже при незначительных дефектах могут стать источником автоколебаний ротора с рабочими колесами.

Глава 3. Основные вибродиагностические признаки дефектов машин и оборудования

Вывод о техническом состоянии агрегата целиком возможен только после оценки состояния каждого узла, входящего в его состав, в отдельности. Однако зачастую при диагностике конкретного узла по спектрам вибрации оборудования тяжело идентифицировать все частотные составляющие его спектра, если основываться на списке характерных частот только диагностируемого узла. Рекомендуется в случае обнаружения в спектре сложно идентифицируемых составляющих вибрации проверить, не совпадают ли частоты этих составляющих с характерными частотами вибрации других узлов контролируемого оборудования. Это особенно важно при диагностике механических передач, для диагностики которых приходится составлять диагностические признаки не каждого узла в отдельности, а совместно работающей группы узлов. В таких случаях составляются групповые таблицы диагностических признаков [2].

Для узлов машин и оборудования ниже приводятся таблицы диагностических признаков. Они в зависимости от модификации или версии программного обеспечения могут несколько отличаться от диагностических признаков, указанных в приведенных таблицах.

3.1. Вибродиагностические признаки дефектов подшипников качения

В таблице 3.1 приведены основные вибродиагностические признаки дефектов подшипников качения в составе работающего агрегата с одним валом и двумя опорами вращения.

№	Вид дефекта	Диагностические признак В спектре вибрации		Диагностические признаки в спектре огибающей высокочастотной вибрации	
		Основные	Дополнительные	Основные	Дополнительные
1	Бой вала (муфты)	$k f_{вр}$	Нет роста ВЧ	$k f_{вр}, k < 10$	Нет роста ВЧ
2	Неоднородный радиальный натяг	$2 f_{вр}$	$2 k f_{вр}$ Нет роста ВЧ	$2 k f_{вр}$	$2 k f_{вр}$ Нет роста ВЧ
3	Перекося наружного кольца	$2 f_{н}$	$2 k f_{н}$ Нет роста ВЧ	$2 f_{н}$	$2 k f_{н}$ Нет роста ВЧ
4	Износ наружного кольца	$f_{н}$	$k f_{н}, k \leq 3$	$f_{н}$	$k f_{н}, k \leq 3$, рост ВЧ
5	Раковины (трещины) на наружном кольце	$k f_{н}, k > 3$	Рост ВЧ	$k f_{н}, k > 3$	Рост ВЧ
6	Износ внутреннего кольца	$k f_{вр}$	$f_{в}$, Рост ВЧ	$k f_{вр}$	$f_{в}$, рост ВЧ
7	Раковины (трещины) на внутреннем кольце	$k f_{в}$	$k f_{вр}$, Рост ВЧ	$k_1 f_{в} \pm k_2 f_{вр}$	$k f_{вр}$, рост ВЧ
8	Износ тел качения и сепаратора	$f_{с}, (f_{вр} - f_{с})$	$k f_{с}, k(f_{вр} - f_{с})$, Рост ВЧ	$f_{с}, (f_{вр} - f_{с})$	$k f_{с}, k(f_{вр} - f_{с})$, Рост ВЧ
9	Раковины, сколы на телах качения	$2 k f_{тк}$	$k_1 f_{тк} \pm k_2 f_{с}$, Рост ВЧ	$2 k_1 f_{тк} \pm k_2 f_{с}$	$k_1 f_{тк} \pm k_2 f_{с}$, Рост ВЧ

10	Неуравновешенность ротора	$f_{вр}$	Нет роста $kf_{вр}$ Нет роста ВЧ	Нет $kf_{вр}, k>1$	Нет роста ВЧ
11	Дефекты узлов крепления	Рост УНЧ ($<0,5f_{вр}$)	Есть другие дефекты	Не обслуживается	-
12	Дефекты смазки	Рост ВЧ	-	Рост ВЧ	Нет сильных составляющих
13	Дефект муфты	$kf_{вр}, k > 7$	Нет роста ВЧ	$kf_{вр}, k > 10$	Нет роста ВЧ
14	Неидентифицированный дефект	Рост других гармонических составляющих			

Примечание: $f_{вр}$ - частота вращения вала; $f_{в}$ - частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу; $f_{н}$ - частота перекачивания тел качения по наружному кольцу; $f_{тк}$ - частота вращения тел качения; $f_{с}$ - частота вращения сепаратора; ВЧ - высокочастотная область спектра вибрации; УНЧ - низкочастотная область спектра вибрации ($0,5 < f_{вр}$); $k=1,2,3,4,\dots$.

3.2 Вибродиагностические признаки дефектов подшипников скольжения

В табл. 3.2 приведен список дефектов, которые могут быть обнаружены по результатам периодических измерений спектров вибрации и огибающей ее высокочастотных составляющих, измеренных на корпусе подшипникового узла с подшипником скольжения. Там же приведены частоты составляющих, рост амплитуды которых сопровождается появлением развитых дефектов.

№	Вид дефекта	Диагностические признаки в спектре вибрации		Диагностические признаки в спектре огибающей высококачественной вибрации	
		Основные	Дополнительные	Основные	Дополнительные
1	Неуравновешенность Ротора	$f_{вр}$	Нет роста $Kf_{вр}, k>1$	Нет $kf_{вр}, k>1$	-
2	Бой вала(муфты)	$Kf_{вр}$	нет роста ВЧ	$kf_{вр}$	нет роста ВЧ
3	Дефекты узлов	УНЧ($<0,5f_{вр}$)	Есть другие дефекты	Не обнаруживаются	
4	Автоколебания вала	$Kf_{вр}/2, Kf_{вр}/3$	-	$Kf_{вр}/2, Kf_{вр}/3$	-
5	Перекося подшипника	$K2f_{вр}$	-	$K2f_{вр}$	-
6	Износ подшипника	$Kf_{вр}$	роста ВЧ	$Kf_{вр}, k \leq 7$, Подъем спектра	роста ВЧ
7	Удары в подшипнике	$Kf_{вр}$	роста ВЧ	$Kf_{вр}, k > 7$	роста ВЧ

8	Дефекты смазки	роста ВЧ	нет роста $k f_{вр}$	роста ВЧ	Нет сильных составляющих их
9	Неидентифицированный дефект	Рост других гармонических составляющих			

Примечание: $f_{ер}$ - частота вращения ротора; УНЧ - составляющие спектра на частотах менее $0,5f_{ер}$, ВЧ - высокочастотная часть спектра вибрации

3.3 Вибродиагностические признаки дефектов ременной передачи

Таблица 3.3

№	Вид дефекта	Диагностические признаки	
		Спектр вибрации	Спектр огибающей высокочастотной вибрации
1	Бой ведущего вала	$f_{вр1}, f_{вр2} \pm f_{вр1}$	$f_{вр1}, f_{вр2} \pm f_{вр1}$
2	Бой ведомого вала	$f_{вр2}, f_{вр1} \pm f_{вр2}$	$f_{вр2}, f_{вр1} \pm f_{вр2}$
3	Перекус ведущей шестерни	$2f_{вр1}, kf_{вр2} \pm 2f_{вр1}$	$2f_{вр1}, kf_{вр2} \pm 2f_{вр1}$
4	Перекус ведомой шестерни	$2f_{вр2}, kf_{вр1} \pm 2f_{вр2}$	$2f_{вр2}, kf_{вр1} \pm 2f_{вр2}$
5	Дефект зубьев ведущей шестерни	$kf_{вр1}, kf_{вр2} \pm kf_{вр1}$	$kf_{вр1}, kf_{вр2} \pm kf_{вр1}$
6	Дефект зубьев ведомой шестерни	$kf_{вр2}, kf_{вр1} \pm kf_{вр2}$	$kf_{вр2}, kf_{вр1} \pm kf_{вр2}$
7	Дефект зацепления или смазки в зацеплении	$kf_{вр3}, f_{вр1} \pm kf_{вр3}, f_{вр2} \pm kf_{вр3},$	$kf_{вр3}, f_{вр1} \pm kf_{вр3}, f_{вр2} \pm kf_{вр3},$
8	Дефект подшипника	Рост СКЗ (среднее частоты)	Появления ударных импульсов
9	Дефект смазки подшипника	Рост СКЗ (ультразвуковые частоты)	Появления ударных импульсов

Примечание: $f_{вр1}$ - частота вращения ведущего вала; $f_{вр2}$ - частота вращения ведомого вала; f_z - зубцовая частота; f_1 - частота питающего напряжения; СКЗ - среднеквадратичное значение вибрации; СЧ - средние частоты; УВЧ - ультразвуковые частоты; $k=1,2,3,4,\dots$

3.4 Вибродиагностические признаки дефектов зубчатой передачи в составе переборного редуктора

Список наиболее часто используемых диагностических параметров зубчатой передачи в составе переборного редуктора приведен в таблице 4.4.

Таблица 3.4

№	Вид дефекта	Диагностические признаки	
		Спектр вибрации	Спектр огибающей высокочастотной вибрации
1	Бой ведущего вала	$f_{вр1}, kf_z \pm f_{вр1}$	$kf_{вр1}, k \leq 3$

2	Бой ведомого вала	$f_{вр2}, kf_z \pm f_{вр2}$	$kf_{вр2}, k \leq 3$
3	Перекус ведущей шестерни	$2f_{вр1}, kf_z \pm 2f_{вр1}$	$2kf_{вр1}, k \leq 3$
4	Перекус ведомой шестерни	$2f_{вр2}, kf_z \pm 2f_{вр2}$	$2kf_{вр2}, k \leq 3$
5	Дефект зубьев ведущей шестерни	$kf_{вр1}, kf_z \pm kf_{вр1}$	$kf_{вр1}, k > 5$
6	Дефект зубьев ведомой шестерни	$kf_{вр2}, kf_z \pm kf_{вр2}$	$kf_{вр2}, k > 5$
7	Дефект зацепления или смазки в зацеплении	kf_z	-
8	Дефект подшипника	Рост СКЗ (среднее частоты)	Появления ударных импульсов на СЧ
9	Дефект смазки подшипника	Рост СКЗ (ультразвуковые частоты)	Появления ударных импульсов на УВЧ

Примечание: $f_{вр1}$ - частота вращения ведущего вала; $f_{вр2}$ - частота вращения ведомого вала; f_z - зубцовая частота; f_1 - частота питающего напряжения; СКЗ - среднеквадратичное значение вибрации; СЧ - средние частоты; УВЧ - ультразвуковые частоты; $k=1,2,3,4,\dots$.

3.5 Вибродиагностические признаки дефектов асинхронного двигателя

Все диагностические признаки основных дефектов АД и нарушений нормальных условий их питания сведены в таблицу 3.5.

Таблица 3.5

№	Название дефекта	Рост НЧ вибрации	Рост ВЧ вибрации	Примечание
1	Дефекты обмоток статора	$2f_1$ (R. T)	$Kf_{Zrt} \pm 2f_1$	-
2	Дефекты обмоток ротора (беличьей клетки)	$kf_{rt} \pm 2k_1 Sf_1$ (R. T)	$kf_{Zrt} \pm 2k_1 Sf_1 Z_{rt}$	-
3	Статический эксцентриситет зазора	$2f_1$ (R,T)	$kf_{Zrt} \pm 2f_1$	-
4	Статический эксцентриситет с насыщением зубцов	$2f_1$ (R,T) $2(k+1)f_1$ (R,T)	$Kf_{Zrt} \pm 2k_1 f_1$ $K_1 > 2$	-
5	Динамический эксцентриситет зазора	f_{rt} (R) $2f_{rt}$ (T)	$kf_{Zrt} \pm k_1 f_{rt}$ kf_{st}	-
6	Динамический эксцентриситет с насыщением зубцов	$kf_{rt} \pm 2k_1 Sf_1 / p$ (R.T) $2f_1 \pm f_{rt}$ (R) $2kf_1 \pm k_1 f_{rt}$ (T)	$kf_{Zrt} \pm k_1 f_{rt}$ $kf_{Zst} \pm k_1 f_{rt}$ $k_1 > 3$	-

7	Несимметрия напряжения питания	$2f_1$ (Т)	-	У всех АД одной сети
8	Нелинейные искажения напряжения	$6kf_1$ (R,T)	$kf_{Z_{rt}} \pm 4k_1f_1$	У всех АД одной сети

Примечание: - частота питающего напряжения, Гц; f_{rt} - частота вращения ротора, Гц; $f_z = f_{rt}Z_{rt}$ или $f_{zt} = f_{rt}Z_{rt} \pm 2f$ - зубцовые частоты ротора, Гц; $f_{zl} = f_{rt}Z_{st}$ - зубцовая частота статора Гц; Z_{rt} - число зубцов ротора; Z_{st} - число зубцов статора; НЧ - низкочастотная вибрация; ВЧ - высокочастотная вибрация; S - скольжение ротора; p - число пар полюсов; $k; k_i$ - целые числа; R, T - радиальное и тангенциальное направления возбуждения вибрации

3.6 Вибродиагностические признаки дефектов синхронного двигателя

Диагностические признаки основных дефектов явнополюсных синхронных машин СМ сведены в таблицу 4.6. В таблицах приведены частоты (в линейных единицах) тех составляющих вибрации в СМ, амплитуда которых растет при появлении и росте указанных дефектов.

Таблица 3.6

№	Название дефекта	Рост НЧ вибрации	Рост ВЧ вибрации	Примечание
1	Дефекты обмоток статора	$2f_1$ (R, T)	-	-
2	Дефекты обмоток ротора (беличьей клетки)	$f_{rt}; 2kf_1 \pm f_{rt}$ (R)	$K_1f_{Z_{st}} \pm k_2f_{rt}$	$k \neq 3, 6, 9$
3	Статический	$2f_1$ (R,T)	$2K_1f_{Z_{st}} \pm k_2f_{rt}$	$k \neq 3, 6, 9$
4	Статический эксцентриситет с насыщением зубцов	Преимущественно $4f_1$ (R,T)	$K_1f_{Z_{st}} \pm k_2f_{rt}$ $K_1f_{Z_{rt}} \pm k_2f_{rt}$	$K_2 \geq 3$
5	Дефекты источника напряжения возбуждения	$3kf_1$ (Т)	-	Измерить спектр тока возбуждения
6	Несимметрия напряжения питания	$2f_1$ (Т)	-	У всех СМ одной сети
7	Нелинейные искажения напряжения	$6kf_1$ (R,T)	-	У всех СМ одной сети
8	Дефекты пусковой КЗ обмотки	$kf_{rt} \pm 2Sf_1$ (R,T)	-	В режиме асинхронного двигателя

Примечание: - частота питающего напряжения, Гц; f_{rt} - частота вращения ротора, Гц; $f_z = f_{rt}Z_{rt}$ или $f_{zt} = f_{rt}Z_{rt} \pm 2f$ - зубцовые частоты ротора, Гц; $f_{zl} = f_{rt}Z_{st}$ - зубцовая частота статора Гц; Z_{rt} - число зубцов ротора; Z_{st} - число зубцов статора; НЧ - низкочастотная вибрация; ВЧ - высокочастотная вибрация; S - скольжение ротора; p - число пар полюсов; $k; k_i$ - целые числа; R, T - радиальное и тангенциальное направления возбуждения вибрации

3.7. Вибродиагностические признаки дефектов машины постоянного тока

Диагностические признаки основных дефектов машины постоянного тока МПТ при их диагностике по спектрам вибрации сведены в таблицу 4.7. В таблице приведены частоты тех составляющих вибрации, которые растут при появлении и росте указанных дефектов. Таблица 4.7.

№	Названия дефекта	Рост гармоник вибрации	Примечание
1	Статический эксцентриситет зазора, перекося полюсов	$f_{z_я}; f_{z_v}$ (R, T)	Рост вибрации при смене нагрузки
2	Дефекты обмоток якоря, обрыв пластины коллектора	$2pf_{rt}$ (T) $kf_{z_v} \pm k_1f_{rt}$ (R,T) $kf_{z_v} \pm 2pf_{rt}$ (R,T)	-
3	Дефекты обмоток возбуждения	kf_{z_v} (R,T)	Слабая зависимость от нагрузки
4	Дефекты коммутации	kf_{z_v} (R,T)	Рост при смене нагрузки
5	Износ щеток коллектора, бой коллектора	$k_1f_{z_v} \pm k_1f_{rt}$ (R,T)	-
6	Пульсации напряжения питания	kf_1 (R,T)	-

Примечание: f_1 - частота в сети питания выпрямителя, Гц; f_{rt} - частота вращения якоря, Гц; $f_{z_я} = f_{rt}Z_я$ - зубцовая частота, Гц; $Z_я$ - число пазов якоря; $f_{z_v} = f_{rt}Z_v$ - коллекторная частота, Гц; Z_v - число пластин; p - число пар полюсов; $k_1, k_2, k_3 = 1, 2, 3, \dots$ - целые числа.

3.8. Вибродиагностические признаки дефектов агрегатов с рабочими колёсами

Частоты составляющих спектров вибрации и огибающей ее высокочастотных составляющих для обнаружения и идентификации дефектов лопастных вентиляторов, компрессоров и турбин приведены в таблице 4.8.

Таблица 4.8

№	Вид дефекта	Диагностические признаки в спектре вибрации		Диагностические признаки в спектре огибающей высокочастотной вибрации	
		Основные	Дополнительные	Основные	Дополнительные
1	Неуравновешенность рабочего колеса	$f_{вр}$	Нет роста $kf_{вр}, kf_{л}$	$kf_{вр}, k < 10$	Нет $kf_{л}$ Нет роста ВЧ
2	Бой рабочего колеса	$kf_{вр}$	Нет роста ВЧ Нет роста $kf_{л}$	$2kf_{вр}$	Нет роста ВЧ
3	Дефекты узлов крепления	УНЧ ($< 0,5f_{вр}$)	Есть другие дефекты	Не обнаруживается	
4	Автоколебания	$kf_{вр}/2$	—	$kf_{вр}/2$	—

	рабочего колеса	$k f_{вр}/3$		$k f_{вр}/3$	
5	Дефекты лопастей	$k f_{вр}$	$k f_{л}, k f_{л} \pm k_1 f_{вр}$	$k f_{вр}$	$k f_{л}, k f_{л} \pm k_1 f_{вр}$
6	Неоднородность потока	$k f_{л}$	Рост ВЧ	$k f_{л}$, подъем спектра на НЧ	$f_{в}$.рост ВЧ
7	Неидентифицированный дефект	Рост других гармонических составляющих			

Примечание: $f_{вр}$ - частота вращения рабочего колеса, $f_{л}$ - лопастная частота, УНЧ - составляющие спектра вибрации на частотах менее $f_{вр}/2$, НЧ - низкочастотная часть спектра огибающей, ВЧ - высокочастотная часть спектра вибрации, $k=1,2,3, k_1=1,2,3...$

При диагностике лопастных насосов список дефектов почти полностью аналогичен дефектам вентиляторов см. таблицу 4.8, за исключением следующих:

№	Вид дефекта	Диагностические признак В спектре вибрации		Диагностические признаки в спектре огибающей высокочастотной вибрации	
		Основные	Дополнительные	Основные	Дополнительные
1	Неоднородность потока	Рост ВЧ	-	Подъем спектра на НЧ	Нет $k f_{л}$ роста ВЧ
2	Кавитация в жидкости	$k f_{л}$	роста ВЧ	$k f_{л}$	роста ВЧ

Глава 4. Расчет основных установок виброанализатора.

Основной задачей глубокой диагностики агрегатов является поиск дефектов с определением их вида и величины и с прогнозом безопасной работы агрегата на длительный отрезок времени. Для этого с помощью виброанализатора измеряется и анализируется вибрация агрегата в каждой из контрольных точек на его неподвижных частях.

Диагностика механических узлов агрегата производится по спектру вибрации на низких и средних частотах (автоспектру), а также по спектру огибающей высокочастотной вибрации, предварительно выделенной из сигнала вибрации высокочастотным широкополосным фильтром. Диагностика электромагнитной системы электрической машины производится только по автоспектру вибрации.

Кроме диагностики проводится вибрационный мониторинг агрегата по автоспектрам вибрации от 2 до 800 Гц или до более высоких частот, позволяющий более точно определять момент времени, когда вибрация машины становится недопустимо большой и необходима срочная остановка агрегата для обслуживания или ремонта.

Диагностические измерения в каждой точке контроля вибрации механических узлов включают в себя измерение одного или двух автоспектров вибрации, из которых один, с верхней граничной частотой не менее 800 Гц, используется и для вибрационного мониторинга, а также одного или двух спектров огибающей высокочастотной вибрации. Для диагностики электромагнитной системы измеряются автоспектры вибрации, но в каждой точке контроля на корпусе электрической машины измерения проводятся в двух направлениях - радиально к оси вращения и по касательной к корпусу (тангенциальное направление).

К установкам виброанализатора, выбираемым для проведения диагностических и мониторинговых измерений, следует отнести два основных параметра измеряемых спектров вибрации и/или огибающей ее высокочастотных составляющих, а именно граничные частоты спектров и частотное разрешение в спектре. Кроме этого при измерениях спектра огибающей вибрации выбираются еще два параметра виброанализатора - центральная частота и ширина фильтра, выделяющего высокочастотную вибрацию для измерения спектра ее огибающей.

Критерий выбора граничной частоты спектра индивидуален для каждого вида узлов диагностируемого оборудования: подшипников качения и скольжения, шестерен зубчатых передач, рабочих колес насосов и вентиляторов, электромагнитных систем, электрических машин, и т.д.

Граничные частоты измеряемых автоспектров вибрации и спектров огибающей высокочастотных составляющих определяются исходя из требований измерения такого минимального количества информативных гармоник вибрации диагностируемого узла, которое обеспечит обнаружение каждого из возможных его дефектов, а частотно-разрешение - исходя из требований разделения информативных спектральных составляющих спектра по частоте для точного определения их амплитуд и часто i . Основные требования, предъявляемые к верхним граничным частотам спектров, используемых для диагностики, приводятся в таблице 5.1.

Таблица 5.1. Требования, предъявляемые к верхним граничным частотам диагностических спектров

№	Диагностируемый узел или оборудование	Верхняя граничная частота автоспектра *	Верхняя граничная частота спектра огибающей высокочастотной вибрации *
---	---------------------------------------	---	--

1	Подшипник качения	$f_{гр} = 2f_{в} + 2f_{вр}$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц или $f_{гр} = 3f_{н} + 3f_{вр}$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц (Выбирается наибольшее значения)	$f_{гр} = 2f_{в} + 2f_{вр}$ Или $f_{гр} = 3f_{н} + 3f_{вр}$ (Выбирается наибольшее значения)
2	Подшипник скольжения	$f_{гр} = 20f_{вр}$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц	$f_{гр} = 20f_{вр}$
3	Зубчатая передача	$f_{гр} = 2f_{z} + 2f_{вр}$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц или в соответствии с требованиями, предъявляемыми к подшипникам, если их граничная частота больше.	$f_{гр} = 1,5f_{z}$ или в соответствии с требованиями, предъявляемыми к подшипникам, если их граничная частота больше.
4	Электромагнитная система асинхронного двигателя	Для первого спектра, измеренного в радиальном направлении $f_{гр} = 2f_{z_{rt}} + 4f_1$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц Для второго спектра, измеренного в тангенциальном направлении: $f_{гр} = 2f_{z_{rt}} + 4f_1$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц Для третьего спектра, измеренного в радиальном направлении: $f_{гр} = 2f_{rt}$	
5	Электромагнитная система синхронной машины	Для первого спектра, измеренного в радиальном направлении: $f_{гр} = 2f_{z_{st}} + 4f_1$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц Для второго спектра, измеренного в тангенциальном направлении: $f_{гр} = 2f_{z_{rt}} + 4f_1$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц	
6	Электромагнитная система машины постоянного тока	Для первого спектра, измеренного в радиальном направлении: $f_{гр} = 2f_{z_{я}} + 2f_{rt}$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц Если $f_{z_{в}} > f_{z_{я}}$, то $f_{гр} = f_{z_{в}} + f_{rt}$ Для второго спектра, измеренного в тангенциальном направлении: $f_{гр} = 2f_{z_{я}} + 2f_{rt}$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц	
7	Насосные агрегаты, нагнетатели и вентиляторы	$f_{гр} = 3f_{л} + 2f_{вр}$, но $f_{гр} \geq 800$ Гц Если $N < 9$, то $f_{гр} = 40f_{вр}$, но не меньше 800 Гц	$f_{гр} = 2f_{л} + 2f_{вр}$, Если $N < 9$, то $f_{гр} = 20f_{вр}$

- Во всех случаях после определения в соответствии с данной таблицей верхней граничной частоты спектра выбираются значения, наиболее близкое (в сторону увеличения) из ряда принятых для данного анализатора значения граничных

частот. Для виброанализаторов СД-11 (СД-12 и СД-21) ряд стандартных граничных частот: 25, 50, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800 и 25600 Гц.

Примечание: в данной таблице приняты следующие обозначения:

$f_{гр}$ - верхняя граничная частота спектра, $f_{вр}$ (или f_{rt}), - частота вращения диагностического узла, f_n - частота перекачивания тела качения по наружному кольцу, f_b - частота перекачивания тела качения по внутреннему кольцу, f_z - частота зацепления для редуктора, $f_{z_{rt}}$ - зубцовая частота для асинхронного двигателя, $f_{z_{st}}$ - зубцовая частота синхронного двигателя, $f_{z_я}$ - зубцовая частота якоря машины постоянного тока, f_{z_v} - коллекторная частота машины постоянного тока, f_1 - частота питающего напряжения, f_d - лопастная частота для насосных агрегатов, нагнетателей и вентиляторов, N - количество лопастей насоса, вентилятора и нагнетателя.

Требование, предъявляемое к верхней граничной частоте автоспектра $f_{гр} > 800$ Гц, обусловлено тем фактом, что в соответствии с рекомендациями ГОСТа Р ИСО 10816 «Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях» верхняя граничная частота автоспектра вибрации для вибрационного мониторинга узлов агрегата не должна быть менее 800 - 1000 Гц. Таким образом, выполнение этого требования для автоспектра при диагностических измерениях позволяет не проводить дополнительно мониторинговых измерений.

Обеспечение необходимого частотного разрешения в спектрах сводится к выбору в измеряемых спектрах такого количества линий (частотных полос), чтобы между ближайшими информативными составляющими спектра было не менее 3-4 линий. В спектрах вибрации машин с подшипниками качения ближе всего расположены составляющие гармонических рядов с сепараторной частотой подшипника, т.е. kf_c , где $f_c \approx 0,4f_{вр}$. Именно необходимость разделения этого ряда на отдельные гармонические составляющие определяет частотное разрешение в спектрах измеряемой вибрации машин с подшипниками качения. В спектрах вибрации машин с подшипниками скольжения по частоте ближе всего расположены составляющие гармонического ряда $kf_{ep}/2$, определяемого частотой автоколебаний ротора в подшипниках. Поэтому у машин с подшипниками скольжения измеряются спектры вибрации с числом частотных полос, позволяющим разделить по частоте составляющие этого ряда.

Таким образом, наиболее общим критерием по выбору частотного разрешения в спектре можно считать такое правило, при котором первая гармоника частоты вращения диагностируемого узла попадает в 8-ую частотную полосу (линию).

Если в одном автоспектре вибрации возможности виброанализатора не позволяют совместить три требования - по верхней граничной частоте спектра для диагностики, по верхней граничной частоте спектра для мониторинга и по частотному разрешению, следует измерять два автоспектра. Первый из них, более высокочастотный, НМСС1 наибольшую граничную частоту и максимально доступное разрешение по частоте, втором низкочастотный спектр должен иметь максимальное частотное разрешение, которое в таких случаях увеличивается с 8 линий на частоту вращения до 12 линий, т.е. в полтора раза больше. Как правило, граничная частота второго спектра должна удовлетворить 11. требованиям к диагностике подшипников, а, при наличии зубцовых составляющих, граничная частота второго спектра по возможности увеличивается до $2f_z/3$, где f_z - зубцовая частота.

Аналогичное решение о замене одного спектра огибающей на два принимается и том случае, если не удастся одновременно обеспечить требования по верхней граничит! частоте спектра для диагностики по огибающей вибрации, и требования по частотному разрешению в спектре огибающей.

Алгоритм определения основных установок виброанализатора при диагностик! разных узлов агрегата содержит следующие операции:

- выбор типа диагностируемого узла,
- расчет частот основных составляющих вибрации узла для максимальной и минимальной из возможных частот вращения агрегата,
- определение максимальной частоты вибрации, требуемой для диагностики (таблица 5.1.) для максимальной частоты вращения агрегата,
- выбор верхней граничной частоты основного автоспектра вибрации (ближайшей | сторону увеличения разрешенной частоты анализатора к результатам предыдущего расчета или 800 Гц, если расчет дает меньшую величину)
- определение предельного частотного разрешения в выбранном спектре дни минимальной скорости вращения агрегата и, при невозможности обеспечить нужна разрешение путем использования максимального числа линий в спектре, расчет граничной частоты второго спектра,
- выбор верхней граничной частоты основного спектра огибающей вибрации для максимальной частоты вращения агрегата,
- определение предельного частотного разрешения в спектре огибающей, сравнение с требуемым разрешением на минимальной частоте вращения агрегата и, при необходимости, определение верхней граничной частоты и разрешения по частоте во втором спектре огибающей вибрации,
- выбор центральной частоты и ширины полосы фильтра для выделения высокочастотной вибрации, используемой для измерения спектра ее огибающей.

При определении основных установок анализатора следует учитывать и другие факторы, в частности:

- наличие в виброанализаторах типового набора верхних граничных частот в измеряемых спектрах, например, 25, 50, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800 и 25600 Гц, из которого и выбираются основные установки анализатора,
- наличие в виброанализаторах типового набора широкополосных, преимущественно третьоктавных и октавных фильтров, для выделения высокочастотных компонент и формирования огибающей сигнала вибрации, из которого и выбираются фильтры по правилам, излагаемым ниже,
- возможные ограничения по времени непрерывных измерений вибрации в машинах кратковременного действия или в машинах с переменными режимами работы, не позволяющие измерять спектры с высоким разрешением по частоте. Связано это стем, что при увеличении частотного разрешения анализатора в два раза необходимо в два раза увеличивать время измерений, в течение которого не должны меняться ни частота вращения, ни нагрузка машины.

Широкополосный фильтр, используемый для построения огибающей, выбирается по грем основным параметрам - по среднегеометрической частоте, по ширине полосы пропускания и по составу спектральных составляющих вибрации в полосе частот выбранного фильтра.

Ориентировочно среднегеометрическая частота полосового фильтра демодулятора f_{ϕ} может быть выбрана по эмпирической кривой, приведенной на рис. 5.1, в зависимости от частоты вращения $f_{вр}$ диагностируемой машины, а затем скорректирована преимущественно в сторону увеличения. Следует отметить, что данная зависимость лишь и первом приближении отражает истинное значение среднегеометрической частоты полосового фильтра, выделяющего высокочастотную вибрацию для формирования

спектра огибающей. В значительной степени на выбор f_ϕ влияет еще и конструктивные параметры диагностируемого узла.

При проведении измерений для диагностики зубчатых и цепных передач, при работе которых в зубчатых зацеплениях возникают мешающие диагностике других узлов ударные нагрузки, центральная частота фильтра увеличивается в 1,5 раза.

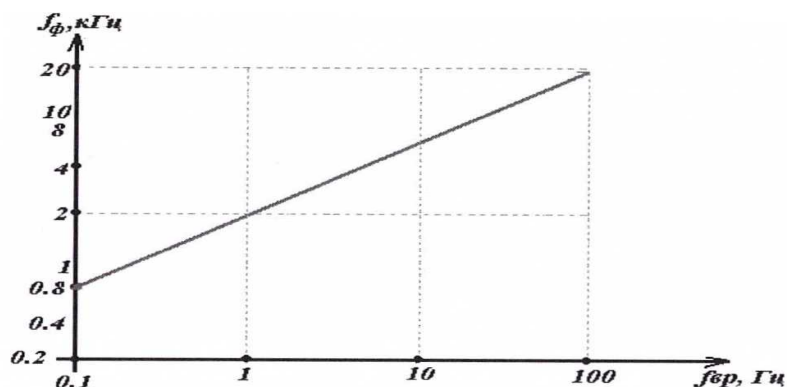


Рис.5.1. Приблизительная зависимость среднегеометрической частоты полосового фильтра демодулятора от частоты вращения...

Ширина полосы пропускания фильтра должна превышать максимальную из верхних граничных частот измеряемых спектров огибающей вибрации. Чаще всего в виброанализаторах используются третьоктавные фильтры, ширина полосы пропускания которых составляет около четверти от их средней (среднегеометрической) частоты, т.е. для третьоктавных фильтров должно выполняться неравенство:

$$f_{гр} \leq 0,25 f_\phi$$

Если неравенство не выполняется, т.е. граничная частота спектра огибающей оказывается больше требуемой, необходимо использовать более широкие фильтры, например октавные, в которых ширина полосы пропускания в три раза больше.

После выбора фильтра для выделения высокочастотных составляющих вибрации необходимо измерить спектр вибрации машины в выбранной точке контроля с максимально возможной для используемого виброанализатора граничной частотой. В спектре вибрации в диапазоне рабочих частот выбранного фильтра не должно быть значительных гармонических составляющих, амплитуда которых в три и более раз (на 10 и более дБ) превышает амплитуду случайных составляющих (фона) в спектре измеренной вибрации. Если такие составляющие есть, необходимо использовать другой фильтр более высокой частоты, в рабочем диапазоне частот которого таких составляющих нет.

Примечание. Рассмотренный способ определения основных установок анализатора не распространяется на один из диагностических спектров вибрации асинхронного двигателя, по которому определяются дефекты ротора, для чего измеряются боковые на двойную частоту скольжения составляющие у вибрации на частоте вращения ротора. Поскольку двойная частота скольжения ротора может составлять доли процента от частоты вращения, для обнаружения боковых составляющих измеряется вибрация в частотном диапазоне до двойной частоты вращения ротора и с числом частотных полос, как правило, равном 1600.

4.1 Пример определения основных установок анализатора для диагностирования подшипников качения

Критерий определения верхней граничной частоты спектра огибающей высокочастотной вибрации подшипников качения имеет вид:

$$\max \begin{cases} f_{гр} = 2f_v + 2f_{вр} \\ f_{гр} = 3f_n + 2f_{вр} \end{cases}$$

Пример расчёта на основе частот подшипника п.2.3.

$$f_{гр} = 2f_v + 2f_{вр} = 2 \cdot 48,64 + 2 \cdot 4,48 = 106,24 \text{ Гц}$$

$$f_{гр} = 3f_n + 2f_{вр} = 3 \cdot 36,48 + 2 \cdot 4,48 = 118,4 \text{ Гц}$$

Максимальным из полученных значений является $f_{гр} = 118,4 \text{ Гц}$, поэтому верхнюю граничную частоту спектра огибающей высокочастотной вибрации выбираем ближайшей из ряда используемых в анализаторе значений в сторону увеличения, т.е. $f_{гр} = 200 \text{ Гц}$.

Для автоспектра, исходя из полученных значений граничных частот, можно было бы выбрать из ряда используемых в анализаторе значений – 200 Гц. Но так как это значение меньше рекомендованного для мониторинга, а именно 800 Гц, следует выбрать верхнюю граничную частоту автоспектра и для диагностики, равную 800 Гц, чтобы не делать лишних измерений вибрации.

При выборе количества частотных полос в спектре необходимо выполнение условия, чтобы первая гармоника частоты вращения подшипника попала не менее, чем в восьмую частотную полосу. Это условие позволяет определить ширину одной частотной полосы:

$$\Delta f = \frac{f_{вр}}{8} = \frac{4,48 \text{ Гц}}{8} = 0,56 \text{ Гц}.$$

Тогда количество частотных полос для спектра огибающей высокочастотной вибрации можно рассчитать

$$n = \frac{f_{гр}}{\Delta f} = \frac{200}{0,56} = 357$$

Ближайшее в сторону увеличения значение количества используемых в анализаторе частотных полос равно $n = 400$.

Окончательно уточняем значение частотного разрешения в спектре огибающей высокочастотной вибрации

$$\Delta f = \frac{f_{гр}}{n} = \frac{200}{400} = 0,5 \text{ Гц}$$

Для автоспектра получим

$$n = \frac{f_{гр}}{\Delta f} = \frac{800}{0,56} = 1429,$$

поэтому ближайшее в сторону увеличения значение количества используемых в анализаторе частотных полос следует выбрать, равным 1600.

Для уточненного значения частотного разрешения в автоспектре вибрации, также как и для спектра огибающей высокочастотной вибрации, имеем:

$$\Delta f = \frac{f_{гр}}{n} = \frac{800}{1600} = 0,5 \text{ Гц}$$

Для выбора третьоктавного фильтра воспользуемся графиком рис.5.1, в соответствии с которым для частоты вращения 4,5 Гц следует выбрать фильтр с

центральной частотой, близкой к 4кГц. Ширина этого фильтра составляет $\Delta f_{\phi}=924\text{Гц}$, т.е. выше граничной частоты измеряемого спектра огибающей вибрации, поэтому этот фильтр удовлетворяет предъявляемым ему требованиям и может быть использован для диагностики этого подшипника.

Окончательно для диагностики данного подшипника качения имеем

- для спектра огибающей высокочастотной вибрации

$$f_{\text{гр}} = 200\text{Гц}, n = 400, \Delta f = 0,5\text{Гц}, f_{\phi} = 4000\text{Гц}, \Delta f_{\phi} \approx 924 \text{ Гц},$$

- для автоспектра

$$f_{\text{гр}} = 800 \text{ Гц}, \quad n = 1600, \quad \Delta f = 1,0 \text{ Гц},$$

4.2 Пример определения основных установок анализатора для диагностирования подшипников скольжения

Критерий определения верхней граничной частоты спектра огибающей высокочастотной вибрации подшипников скольжения имеет вид

$$f_{\text{гр}}=20f_{\text{вр}}$$

Для подшипника скольжения с частотой вращения, например, $f_{\text{вр}}=8,25 \text{ Гц}$, получим

$$f_{\text{зр}}=20f_{\text{гр}}=20 \cdot 8,25 = 165 \text{ Гц}$$

Выбираем из ряда используемых в анализаторе значений ближайшее в сторону увеличения, т.е. $f_{\text{зр}} = 200 \text{ Гц}$.

Для автоспектра, исходя из полученных значений граничных частот, можно было бы выбрать из ряда используемых в анализаторе значений – 200 Гц. Но так как это значение меньше рекомендованного для мониторинга, а именно 800 Гц, следует выбрать граничную частоту спектра и для диагностики, равную 800 Гц, чтобы не делать лишних измерений вибрации.

При выборе количества частотных полос в спектре необходимо выполнение условия, чтобы первая гармоника частоты вращения подшипника скольжения попала не менее чем в восьмую частотную полосу. Это условие позволяет определить, ширину одной частотной полосы:

$$\Delta f = f_{\text{вр}}/8 = 8,25\text{Гц}/8 = 1,03 \text{ Гц}.$$

Тогда количество частотных полос для спектра огибающей высокочастотной вибрации равно:

$$n = f_{\text{зр}}/\Delta f = 200/1,03 = 194,2.$$

Ближайшее в сторону увеличения значение количества используемых в анализаторе частотных полос следует выбрать $n = 400$.

Примечание: На практике для уменьшения времени измерений спектров вибрации подшипников скольжения иногда снижают требования к количеству частотных линий. При этом допускается в ряде случаев, чтобы первая гармоника частоты вращения подшипника скольжения попала не менее чем в шестую частотную полосу, а не в восьмую.

Для выше приведенного примера это условие определяет следующую ширину одной частотной полосы:

$$\Delta f = f_{\text{зр}}/6 = 8,25\text{Гц} /6 = 1,375 \text{ Гц}$$

Тогда количество частотных полос для спектра огибающей высокочастотной

вибрации равно

$$n = f_{ep}/\Delta f = 200/1,375 = 145,5.$$

Ближайшее в сторону увеличения значение количества используемых в анализаторе частотных полос не изменилось и осталось равным $n = 400$, как и при более жестком требовании, а именно: f_{ep} должна попасть не менее, чем в восьмую частотную полосу.

$$n = f_{ep}/\Delta f = 800/1,03 = 776,8,$$

Ближайшее в сторону увеличения значение количества используемых в анализаторе частотных полос следует выбрать $n = 800$.

Для случая, когда допускается $\Delta f = f_{rp}/6 = 8,25 \text{ Гц}/6 = 1,375 \text{ Гц}$, количество частотных полос в анализаторе для измерения спектра огибающей высокочастотной вибрации равно:

$$n = f_{ep}/\Delta f = 800/1,375 = 581,8,$$

Ближайшее в сторону увеличения значение количества частотных полос анализатора остается, как и при более жестких требованиях, равным $n = 800$.

Для выбора третьоктавного фильтра воспользуемся графиком рис.5.1, в соответствии с которым для частоты вращения $8,25 \text{ Гц}$ следует выбрать фильтр со среднегеометрической частотой, близкой к 5 кГц . Ширина этого фильтра составляет $\Delta f = 1155 \text{ Гц}$, т.е. выше граничной частоты измеряемого спектра огибающей вибрации, поэтому этот фильтр удовлетворяет предъявляемым ему требованиям и может быть использован для диагностики данного подшипника скольжения.

Окончательно имеем следующие установки анализатора для диагностики рассмотренного подшипника скольжения:

- для спектра огибающей высокочастотной вибрации

$$f_{rp} = 200 \text{ Гц}, n = 400, \Delta f = 0,5 \text{ Гц}, f_{\phi} = 5000 \text{ Гц}, \Delta f_{\phi} = 1155 \text{ Гц}$$

- для автоспектра

$$f_{ep} = 800 \text{ Гц}, n = 800, \Delta f = 1 \text{ Гц}.$$

4.3 Пример определения основных установок анализатора для диагностирования рабочих колес насосных агрегатов и вентиляторов

Критерий определения верхней граничной частоты спектра огибающей высокочастотной вибрации корпуса насоса или вентилятора f_{ep} имеет вид

$$f_{rp} = 2f_{л} + 2f_{вр}$$

Пусть $f_{ep} = 9,91 \text{ Гц}$, $N = 12$ (см. пример п.2.5), тогда критерий определения f_{rp}

$$f_{rp} = 2f_{л} + 2f_{ep} = 2 \cdot 12 \cdot 9,91 + 2 \cdot 9,91 = 257,66 \text{ Гц},$$

Выбираем из ряда используемых в анализаторе значений f ближайшее в сторону увеличения, т.е. $f = 400 \text{ Гц}$.

При выборе количества частотных полос в спектре необходимо выполнение условия, чтобы первая гармоника частоты вращения рабочего колеса попала в не менее, чем в восьмую частотную полосу. Это условие позволит определить ширину одной частотной полосы:

$$\Delta f = f_{ep}/8 = 9,91 \text{ Гц}/8 = 1,24 \text{ Гц}.$$

Тогда количество частотных полос для спектра огибающей высокочастотной вибрации равно

$$n = f_{rp}/\Delta f = 400/1,24 = 322,58.$$

Ближайшее в сторону увеличения значение количества используемых в анализаторе

частотных полос следует выбрать равным 400.

Тогда можно рассчитать окончательное значение Δf :

$$\Delta f = f_{cp}/n = 400 \text{Гц} / 400 = 1,0 \text{Гц}$$

Для выбора третьоктавного фильтра воспользуемся графиком рис.5.1, в соответствии с которым для частоты вращения 9,91 Гц следует выбрать фильтр с центральной частотой, близкой к 8кГц. Ширина этого фильтра составляет $\Delta f_{\phi} = 1848 \text{Гц}$, т.е. выше граничной частоты измеряемого спектра огибающей вибрации, поэтому этот фильтр удовлетворяет предъявляемым ему требованиям и может быть использован для диагностики данного рабочего колеса.

Для автоспектра верхняя граничная частота должна быть увеличена минимум до 800Гц, поэтому количество частотных полос можно определить как

$$n = f_{cp}/\Delta f = 800/1,0 = 800,$$

Это стандартное количество используемых в анализаторе частотных полос, следовательно, принимаем $n = 800$.

Окончательно для диагностики данного рабочего колеса *aireraga* имеем

- для спектра огибающей высокочастотной вибрации
 $f_{гр} = 400 \text{Гц}$, $n = 400$, $\Delta f = 1,0 \text{Гц}$, $f_{\phi} = 8000 \text{Гц}$, $\Delta f_{\phi} = 1848 \text{Гц}$
- для автоспектра
 $f_{ep} = 800 \text{Гц}$, $n = 800$, $\Delta f = 1,0 \text{Гц}$

4.4 Пример определения основных установок анализатора для диагностирования зубчатой передачи

Критерий определения верхней граничной частоты спектра огибающей высокочастотной вибрации подшипникового щита первой оси зубчатой передачи имеет вид:

$$f_{гр} = 1,5f_z$$

Это справедливо, если рассчитанное таким образом значение равно или превышает значение верхней граничной частоты спектра огибающей высокочастотной вибрации полученное по правилам его определения для подшипника качения или скольжения. И противном случае $f_{гр}$ определяется по правилам для подшипника качения:

$$\max \begin{cases} f_{гр} = 2f_v + 2f_{вр} \\ f_{гр} = 3f_n + 2f_{вр} \end{cases}$$

или по правилам для подшипника скольжения

$$f_{гр} = 20f_{вр}$$

Предположим, что для данной оси зубчатой передачи справедливо пери равенство.

Пусть частота вращения первой оси зубчатой передачи $f_{вр} = 5,52 \text{Гц}$, второй $f_{вр} = 23,13 \text{Гц}$, и частота зацепления первой и второй осей $f_z = 485,76 \text{Гц}$, тогда

$$f_{гр} = 1,5f_z = 1,5 \cdot 485,76 = 728,68 \text{Гц}$$

Выбираем из ряда используемых в анализаторе значений верхнюю граничную частоту спектра огибающей высокочастотной вибрации второй оси передачи, ближайшую в сторону увеличения, т.е. $f_{гр} = 800 \text{Гц}$

При выборе количества частотных полос в спектре огибающей высокочастотной вибрации необходимо выполнение условия, чтобы первая гармоника частоты вращения подшипника первой оси зубчатой передачи попала не менее, чем в восьмую частотную полосу. Это условие позволит определить ширину одной частотной полосы:

$$\Delta f_1 = \frac{f_{вр}}{8} = \frac{23,12}{8} = 2,89 \text{Гц}$$

Тогда количество частотных полос для спектра огибающей высокочастотной вибрации первой оси зубчатой передачи равно

$$n_1 = \frac{f_{гр}}{\Delta f} = \frac{800}{2,89} = 276,82$$

Ближайшее в сторону увеличения значение количества используемых в анализаторе частотных полос для спектра огибающей высокочастотной вибрации следует выбрать, равным $n = 400$.

После окончательного выбора количества частотных полос для спектра огибающей высокочастотной вибрации уточняем его частотное разрешение

$$\Delta f = \frac{f_{гр}}{n} = 800/400 = 2,0 \text{ Гц}$$

Для выбора третьоктавного фильтра воспользуемся графиком рис.5.1, в соответствии с которым для частоты вращения 23,12 Гц следует выбрать фильтр с центральной частотой, близкой к 8 кГц. Однако для надежного обнаружения всех дефектов зубчатой передачи, при работе которой в зубчатых зацеплениях возникают мешающие диагностике других узлов ударные нагрузки, необходимо, чтобы среднегеометрическая частота фильтра f_ϕ была увеличена в 1,5 раза. Тогда для третьоктавного фильтра имеем

$$f_\phi = 8 \text{ кГц} \cdot 1,5 = 12 \text{ кГц}$$

Окончательно выбираем фильтр из ряда принятых в анализаторе фильтров со среднегеометрической частотой

$$f_\phi = 12,8 \text{ кГц}$$

Ширина этого фильтра составляет 2958 Гц, т.е. превышает верхнюю граничную частоту измеряемого спектра огибающей вибрации $f_{гр} = 800 \text{ Гц}$. Поэтому выбранный фильтр удовлетворяет предъявляемым ему требованиям и может быть использован для диагностики первой оси зубчатой передачи и его подшипника.

Для автоспектра вибрации подшипникового щита первой оси зубчатой передачи критерий определения верхней граничной частоты имеет вид:

$$f_{гр} = 2f_z + 2f_{вр}, \text{ но } f_{гр} \geq 800 \text{ Гц}$$

или в соответствии с требованиями, предъявляемыми к подшипникам, если это значение больше.

Если расчет $f_{гр}$ в соответствии с требованиями, предъявляемыми к подшипникам, НМ результат меньше, чем значение, полученное из последнего выражения, то для $f_{гр}$

$$f_{гр} = 2f_z + 2f_{вр} = 2 \cdot 485,76 + 2 \cdot 23,12 = 1017,76 \text{ Гц}$$

Это значение больше 800 Гц, поэтому выбираем верхнюю граничную частоту автоспектра вибрации подшипника первой оси зубчатой передачи, ближайшую в сторону увеличения из ряда типовых граничных частот $f_{гр} = 1600 \text{ Гц}$

При выборе количества частотных полос в автоспектре вибрации подшипника первой оси зубчатой передачи, также как и для спектра огибающей высокочастотной вибрации, необходимо выполнение условия, чтобы первая гармоника частоты вращения подшипника первой оси зубчатой передачи попала не менее чем в восьмую частотную полосу. Это условие позволит определить ширину одной частотной полосы автоспектра:

$$\Delta f_1 = \frac{f_{вр}}{8} = \frac{23,12}{8} = 2,89 \text{ Гц}$$

Тогда количество частотных полос для автоспектра вибрации подшипника первой оси зубчатой передачи, также как и для спектра огибающей высокочастотной вибрации, равно

$$n_1 = \frac{f_{\text{гр}}}{\Delta f} = \frac{1600}{800} = 553,63$$

Ближайшее в сторону увеличения значение количества используемых в анализаторе частотных полос для автоспектра следует выбрать, равным $n_1 = 800$

После окончательного выбора количества частотных полос для автоспектра уточняем его частотное разрешение

$$\Delta f = \frac{f_{\text{гр}}}{n} = 1600/800 = 2,0 \text{ Гц}$$

Таким образом, для диагностики первой оси данного зубчатого зацепления необходимы следующие установки анализатора:

- для спектра огибающей высокочастотной вибрации

$$f_{\text{гр}} = 800 \text{ Гц}, n = 400, \Delta f = 2 \text{ Гц}, f_{\phi} = 12,8 \text{ кГц}, \Delta f_{\phi} \approx 2500 \text{ Гц},$$

- для автоспектра

$$f_{\text{гр}} = 1600 \text{ Гц}, n = 800, \Delta f = 2 \text{ Гц},$$

Для второй и последующих осей зубчатой передачи (редуктора или мультипликатора) определение основных установок анализатора проводится по тем же правилам с предварительным вычислением их частот вращения и с учетом конкретного вида подшипников на выбранной оси (подшипников качения или скольжения).

Примечание: На практике при диагностировании многоступенчатых редуктора» установки спектра выбираются не только исходя из параметров контролируемой оси, НО и с учётом частот вращения осей, входящих в зацепление. Таким образом, частотное разрешение спектра может быть увеличено для возможности анализа состояния более тихоходных осей. В связи с возможным изменением частоты вращения контролируемого оборудования при автоматической диагностике устанавливается допустимый предел изменения частоты, что может приводить к увеличению граничной частоты измеряемого спектра.

4.5 Пример определения основных установок анализатора для диагностирования электромагнитной системы машин постоянного тока

Критерий определения верхней граничной частоты автоспектра вибрации корпуса машины постоянного тока определяется выражением

$$f_{\text{гр}} = 2f_{Z_{\text{я}}} + 2f_{rt} \text{ или } f_{\text{гр}} = 2f_{Z_v} + 2f_{rt}, \text{ если } f_{Z_v} > f_{Z_{\text{я}}}, \text{ но } f_{\text{гр}} \geq 800 \text{ Гц}.$$

Пусть частота вращения якоря $f_{rt} = 7 \text{ Гц}$, число зубцов якоря $Z_{\text{я}} = 111$, число зубцов коллектора $Z_v = 111$ см. пример п.2.9, тогда коллекторная частота равна

$$f_{Z_v} = f_{rt} \cdot Z_v = 7 \cdot 444 = 3108 \text{ Гц}$$

Верхняя граничная частота автоспектра

$$f_{\text{гр}} = 2f_{Z_v} + 2f_{rt} = 2 \cdot 3108 + 2 \cdot 7 = 6230 \text{ Гц}.$$

Условие $f_{\text{гр}} \geq 800 \text{ Гц}$ выполняется. Выбираем из ряда используемых в анализаторе значений ближайшее в сторону увеличения, т.е. $f_{\text{гр}} = 6400 \text{ Гц}$

При выборе количества частотных полос в автоспектре необходимо выполнение условия, чтобы первая гармоника частоты вращения машины постоянного тока попала не

менее чем в восьмую частотную полосу. Это условие позволяет определить ширину одной частотной полосы:

$$\Delta f = \frac{f_{rt}}{8} = \frac{7\text{Гц}}{8} = 0,875\text{Гц}.$$

Тогда количество частотных полос для автоспектра равно

$$n = \frac{f_{гр}}{\Delta f} = \frac{6400}{0,875} = 7314,29.$$

Количество частотных полос превышает максимально возможное для анализатора СД-11 (СД-12 и СД-21). Поэтому необходимо измерять два спектра.

Первый из них, более высокочастотный, должен иметь наибольшую граничную частоту, а именно, $f_{гр1} = 6400\text{Гц}$ и максимально доступное разрешение по частоте $\Delta f_{\text{макс доступное}}$, можно определить при условии максимального количества частотных полос анализатора, а именно, $n_1 = 1600$

$$\Delta f_{1(\text{макс доступное})} = \frac{f_{гр}}{n_1} = \frac{6400}{1600} = 4\text{Гц}.$$

Второй, низкочастотный спектр должен иметь максимальное частотное разрешение, которое в таких случаях увеличивается с 8 линий на частоту вращения до 12 линии, т.е. в полтора раза.

$$\Delta f_{1(\text{макс})} = \frac{f_{rt}}{12} = \frac{7\text{Гц}}{12} = 0,583\text{Гц}.$$

Тогда верхняя граничная частота второго автоспектра определяется следующим образом

$$f_{гр2} = \Delta f \cdot n_{2(\text{макс})} = 0,538 \cdot 1600 = 932,8\text{Гц}.$$

В данном случае для более достоверной идентификации гармонических составляющих во втором спектре выбираем из ряда принятых в анализаторе значений $f_{гр}$ наиболее близкое в сторону уменьшения, а именно, $f_{гр2} = 800\text{Гц}$.

Тогда уточненное значение Δf_2 равно

$$\Delta f_2 = \frac{f_{гр2}}{n_2} = \frac{800}{1600} = 0,5\text{Гц}$$

Как правило, граничная частота второго спектра должна удовлетворять еще и требованиям, предъявляемым к диагностике подшипников.

Примечание: В связи с возможным изменением частоты вращения контролируемого оборудования при автоматической диагностике устанавливается допустимый предел изменения частоты, а не точное значение, что может приводить к увеличению граничной частоты измеряемого спектра.

Таким образом, необходимые установки анализатора для диагностики электромагнитной системы данной машины постоянного тока следующие:

- для одного автоспектра, измеренного в радиальном направлении
 $f_{гр1} = 6400\text{Гц}, n = 1600, \Delta f_1 = 4\text{Гц}.$
- для второго автоспектра, измеренного в радиальном направлении

$$f_{гр1} = 800\text{Гц}, n = 1600, \Delta f_1 = 0,5\text{Гц}.$$

- для автоспектра, измеренного в тангенциальном направлении

$$f_{гр1} = 6400 \text{ Гц}, n = 1600, \Delta f_1 = 4 \text{ Гц}.$$

5.6 Пример определения основных установок анализатора для диагностирования электромагнитной системы синхронных машин

Критерий определения верхней граничной частоты автоспектра вибрации корпуса синхронной машины, измеренной и в радиальном, и в тангенциальном направлениях, определяется выражением:

$$f_{зр} = 2f_z + 4f_1, \text{ но } f_{зр} > 800 \text{ Гц}.$$

Пусть частота вращения явнополюсной синхронной машины $f = 25 \text{ Гц}$ и число зубцов статора $Z_{st} = 84$, тогда зубцовая частота равна

$$f_z = f_{зр} \cdot Z_{st} = 25 \cdot 84 = 2100 \text{ Гц}$$

Верхняя граничная частота автоспектра

$$f_{зр} = 2f_z + 4f_1 = 2 \cdot 2100 + 4 \cdot 50 = 4400 \text{ Гц}.$$

Условие $f > 800 \text{ Гц}$ выполняется. Выбираем из ряда используемых в анализаторе значений ближайшее в сторону увеличения, т.е. $f_{зр} = 6400 \text{ Гц}$.

При выборе количества частотных полос в спектре необходимо выполнение условия, чтобы первая гармоника частоты вращения синхронной машины попала не менее чем в восьмую частотную полосу. Это условие позволяет определить ширину одной частотной полосы:

$$\Delta f = f_{зр} / 8 = 25 \text{ Гц} / 8 = 3,125 \text{ Гц}.$$

Тогда количество частотных полос для автоспектра равно

$$n = f_{зр} / \Delta f = 6400 / 3,125 = 2048.$$

Количество частотных полос превышает максимально возможное для анализатора СД-11 (СД-12 и СД-21). Поэтому необходимо измерять два спектра.

Первый из них, более высокочастотный, должен иметь наибольшую граничную частоту, а именно, $f = 6400 \text{ Гц}$ и максимально доступное разрешение по частоте $\Delta f_{\text{макс доступное}}$, которое можно определить при условии максимального количества частотных полос анализатора, а именно, $n = 1600$

$$\Delta f_{1(\text{макс доступное})} = f_{гр1} / n_1 = 6400 / 1600 = 4 \text{ Гц}$$

Второй, низкочастотный спектр должен иметь максимальное частотное разрешение, которое в таких случаях увеличивается с 8 линий на частоту вращения до 12 линий, т.е. в полтора раза.

$$\Delta = f_{гр} / 12 = 25 \text{ Гц} / 12 = 2,083 \text{ Гц},$$

Тогда верхняя граничная частота второго автоспектра определяется следующим образом

$$f_{гр2} = \Delta \cdot n_{2(\text{макс})} = 2,083 \cdot 1600 = 3332,8 \text{ Гц}$$

В данном случае для более достоверной идентификации гармонических составляющих во втором спектре выбираем из ряда принятых в анализаторе значений f наиболее близкое в сторону уменьшения, а именно, $f_{v2} = 3200 \text{ Гц}$.

Тогда уточненное значение Δf_2 равно

$$\Delta f_2 = f_{гр2} / n_2 = 3200 / 1600 = 2,0 \text{ Гц}$$

Как правило, граничная частота второго спектра должна удовлетворять еще и требованиям, предъявляемым к диагностике подшипников.

Примечание: два автоспектра с разными установками требуются только при измерении в радиальном направлении. В тангенциальном направлении достаточно

измерения одного автоспектра с максимальной верхней граничной частотой

Таким образом, необходимые установки анализатора для диагностики электромагнитной системы данной синхронной машины следующие:

- для одного автоспектра, измеренного в радиальном направлении
$$f_{гр1} = 6400 Гц, n_1 = 1600, \Delta f_1 = 4 Гц.$$
- для второго автоспектра, измеренного в радиальном направлении

$$f_{гр2} = 3200 Гц, n_2 = 1600, \Delta f_2 = 2,0 Гц.$$

- для автоспектра, измеренного в тангенциальном направлении
$$f_{гр1} = 6400 Гц, n_1 = 1600, \Delta f_1 = 4 Гц.$$

4.7 Пример определения основных установок анализатора для диагностирования электромагнитной системы асинхронных двигателей

Критерий определения верхней граничной частоты двух автоспектров вибрации корпуса асинхронного двигателя, измеренных в радиальном и в тангенциальном направлениях, определяется выражением:

$$f_{гр} = 2f_{zn} + 4f_1, \text{ но } f_{гр} > 800 Гц.$$

Для третьего спектра, измеренного в радиальном направлении в режиме «Zoom», имеем:

$$f_{гр} = 2f_{гт}$$

Верхняя граничная частота первых двух автоспектров см. пример п. 2.8

$$f_{гр} = 2f_{гт} + 4f_1 = 2 \cdot 735,56 + 4 \cdot 50 = 1671,12 Гц.$$

Условие $f > 800 Л$ выполняется. Выбираем из ряда используемых в анализаторе значений ближайшее в сторону увеличения, т.е. $f = 3200 Гц$.

При выборе количества частотных полос в первых двух автоспектрах необходимо выполнение условия, чтобы первая гармоника частоты вращения асинхронного двигателя попала не менее чем в восьмую частотную полосу. Это условие позволяет определить ширину одной частотной полосы для первых двух спектров:

$$\Delta f = f_{гт} / 8 = 9,94 Гц / 8 = 1,24 Гц.$$

Тогда количество частотных полос для первого и второго автоспектров равно „

$$n = f_{гр} / \Delta f = 3200 / 1,24 = 2058,65.$$

Количество частотных полос превышает максимально возможное для анализатора СД-11 (СД-12 и СД-21). Поэтому необходимо измерять два спектра.

Первый из них, более высокочастотный, должен иметь наибольшую граничную частоту, а именно, $f = 3200 Гц$ и максимально доступное разрешение по частоте $\Delta f_{(max)} >$ которое можно определить при условии максимального количества частотных полос анализатора, а именно, $n = 1600$

$$\Delta f_{1(max)} = f_{гр} / n_1 = 3200 / 1600 = 2 Гц$$

Второй, низкочастотный спектр должен иметь максимальное частотное разрешение, которое в таких случаях увеличивается с 8 линий на частоту вращения до 12 линий, т.е. в полтора раза.

$$\Delta f_{2(max)} = f_{гт} / 12 = 9,94 Гц / 12 = 0,83 Гц$$

Тогда верхняя граничная частота второго автоспектра определяется следующим образом

$$F_{гр2} = \Delta f \cdot n_{2(max)} = 0,83 \cdot 1600 = 1328 Гц$$

В данном случае для более достоверной идентификации гармонических составляющих во втором спектре выбираем из ряда принятых в анализаторе значений f_{zp} наиболее близкое в сторону уменьшения, а именно, $f_{zp2} = 800 \text{ Гц}$.

Тогда уточненное значение Δf_2 равно

$$\Delta f_2 = f_{zp2} / n_2 = 800 / 1600 = 0,5 \text{ Гц}$$

Как правило, граничная частота второго спектра должна удовлетворять еще и требованиям, предъявляемым к диагностике подшипников.

Для третьего автоспектра, измеренного в радиальном направлении в режиме «Zoom», имеем:

$$f_{zp} = 2f_{гг} = 2 \cdot 9,94 = 19,88 \text{ Гц}.$$

Выбираем из ряда используемых в анализаторе значений ближайшее в сторону увеличения, т.е. $f_{zp} = 25 \text{ Гц}$.

По этому автоспектру вибрации асинхронного двигателя определяют дефекты обмотки ротора (беличьей клетки), для чего необходимо идентифицировать боковые на двойную частоту скольжения составляющие вибрации на частоте вращения ротора.

Скольжение ротора рассчитывается по формуле

$$S = \frac{f_1 - pf_{гг}}{f_1}$$

Где f_1 - частота питающего напряжения, p - число пар полюсов.

Для данного асинхронного двигателя $f_1 = 50 \text{ Гц}$, $p = 5$ и $f_{гг} = 9,94 \text{ Гц}$, тогда

$$S = \frac{f_1 - pf_{гг}}{f_1} = \frac{50 - 5 \cdot 9,94}{50} = 0,006$$

Двойная частота скольжения равна

$$2f_{1s} = 2 \cdot 50 \cdot 0,006 = 0,6 \text{ Гц}$$

Для достоверной идентификации боковых на двойную частоту скольжения составляющих между ними должно быть минимум 3,6 частотных полос, тогда частотное разрешение в автоспектре, измеренного в режиме «ZOOM», должно быть равным или меньше следующего значения

$$\Delta f = 2f_{1s} / 3,6 = 0,6 / 3,6 = 0,17 \text{ Гц}$$

В этом случае количество частотных полос для третьего автоспектра можно определить как

$$n = f_{zp} / \Delta f = 25 / 0,17 = 145,06.$$

Выбираем ближайшее в сторону увеличения значение количества используемых в анализаторе частотных полос, а именно, $n = 400$.

Тогда уточненное значение Δf для автоспектра, измеренного в режиме «ZOOM», равно

$$\Delta f = f_{zp} / n = 25 / 400 = 0,0625 \text{ Гц}$$

Примечание: три автоспектра с разными установками требуются только при измерении в радиальном направлении. В тангенциальном направлении достаточно измерения одного автоспектра с максимальной верхней граничной частотой.

Таким образом, необходимые установки анализатора для диагностики электромагнитной системы данного асинхронного двигателя следующие:

- для первого автоспектра, измеренного в радиальном направлении

$$f_{zp1} = 3200 \text{ Гц}, n_1 = 1600, \Delta f_x = 2 \text{ Гц}.$$

- для второго автоспектра, измеренного в радиальном направлении

$$f_{zp1} = 800 \text{ Гц}, n_1 = 1600, \Delta f_x = 0,5 \text{ Гц}$$

для третьего автоспектра, измеренного в тангенциальном направлении f_{zp}

$$f_{zp2} = 3200 \text{ Гц}, n_2 = 1600, \Delta f_2 = 2 \text{ Гц}.$$

для автоспектра, измеренного в радиальном направлении в режиме «ZOOM»

$$f_{zp3} = 25 \text{ Гц}, n_3 = 400, \Delta f_1 = 0,0625 \text{ Гц}.$$

Приложение 1

Таблица 1 – Каталог подшипников

Обозначение подшипника	d_B , мм	d_H , мм	d_{TK} , мм	α , град.	z , ед.
318	90	190	31.75	-	8
18224	120	170	19.844	-	20
3520	100	180	20	-	38
3524	120	215	25	-	36
3526	130	230	26	-	38
3528	140	250	29,5	-	36
3532	160	290	34	-	36
3536	180	320	35,5	-	38
3540	200	360	39	-	38
3544	220	400	44	-	38
3556	280	500	52	-	40
3564	320	580	58	-	40
35322	200	360	39	-	38
35324	220	400	44	-	38
3760	300	440	35	-	56
3768	340	500	39	-	56
3618	90	190	27	-	28
3620	100	215	31	-	28
3622	110	240	35	-	28
3624	120	260	38	-	28
3626	130	280	35	-	32
3628	140	300	42	-	28
3630	150	320	41	-	30
3632	160	340	45	-	30
3636	180	380	50	-	30
3638	190	400	51	-	32
3640	200	420	52	-	32
3644	220	460	56	-	32
3652	260	540	64	-	34
3680	400	820	92	12	18
3844	220	320	23	-	60
113618	90	190	27	-	28
113532	160	290	34	-	36
7516	80	140	13,85	12-16	19
7526	130	230	20,76	12-16	21
7528	140	250	25,83	12-16	19
7530	150	270	27,14	12-16	19
7536	180	320	32,87	12-16	16
7624	120	260	31,95	10-18	14
7634	170	360	42,8	10-18	15
7712	60	120	16,32	10-18	15
77/520	520	740	90	-	18
8226	130	190	23,812	-	18
8228	140	200	23,812	-	19
8230	150	215	25,4	-	20

42616	80	170	22	18	14
42322	110	240	32	18	14
42326	130	280	38	18	14
42624	120	260	36	18	13
42626	130	280	38	18	14
42684	60	130	19.5	-	26
43616	80	170	22	18	14
3003148	240	360	26	-	60
3003164	320	480	39	-	56
3003168	340	520	40	-	56
3003180	400	600	48	-	56
3003264	320	580	58	-	40
1032752	260	340	45	18	20
32322	110	240	32	18	16
32326	130	280	38	18	14
32544	220	400	23	18	28
807713	65	150	17,06	10-18	15
97519	95	170	17,4	-	36
366326	130	280	44,45	-	24
382756	130	280	44,45	-	24
782756	280	460	64	-	34
2007138	190	290	36	10-18	18
2007156	280	420	33,66	13-17	26
2043322	360	480	26,67	-	80
2097972	360	480	26,67	-	80

Список использованных источников

1. Неразрушающий контроль: Справочник в 7-ти томах, общ. редакцией Клюева В.В, М.: Машиностроение.
2. А.В.Барков Н.А.Баркова А.Ю.Азовцев - "Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации", изд. Изд. центр СПбГМТУ, г. СПб, 2000г, 169с.
3. Н.А.Баркова - "Введение в диагностику роторных машин по виброакустическим сигналам", изд. Изд. центр СПбГМТУ, г. СПб, 2002г, 156с.
4. Александров А.А., Барков А.В., Баркова Н.А., Шафранский В.А. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования /. - Л.: Судостроение, 1986.
5. Барков А.В., Баркова Н.А. "Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ Вибрации", изд. Изд. центр СПбГМТУ, г. СПб, 2004г, 156с.
6. ГОСТ Р ИСО 10816-1-97 Вибрация. Контроль состояния машины по результатам измерения вибрации на не вращающихся частях
7. ГОСТ Р ИСО 5348-99 Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров
8. ГОСТ Р ИСО 10816-3-99 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин⁻¹
9. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти томах. Т.5 Измерения и испытания. Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1981, 496 с