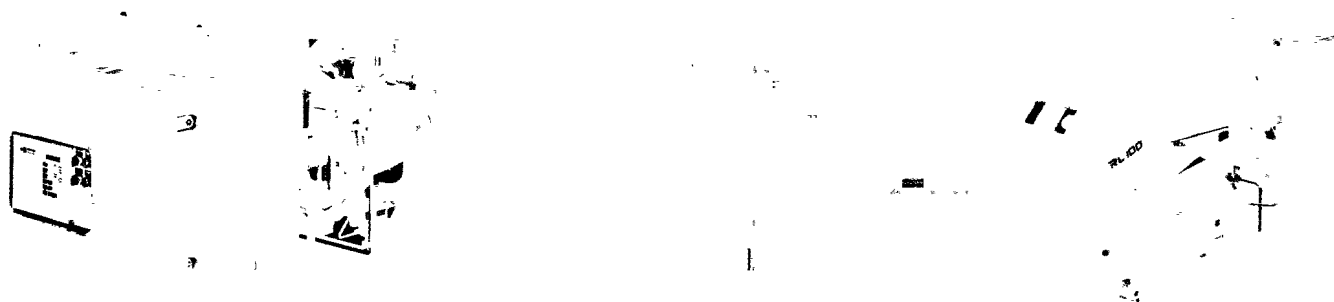




RIELLO

АЗБУКА ГОРЕНИЯ



АЗБУКА ГОРЕНИЯ

Riello S.p.A.
Представительство в странах СНГ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Мы хотели собрать на страницах одной книги формулы, технические характеристики и информацию, полезную для тех специалистов, кто должен разобраться в процессах горения с использованием вентиляторных горелок.

Текст разделён на пять разделов, которые объясняют читателю химико-физические основы процесса горения, устройство горелок и системы подготовки топлива. В справочнике приведены примеры подбора различных типов горелок и правила оценки эффективности горения. В последнем разделе собраны конечные итоговые таблицы и графики, относящиеся к различным специфическим параметрам горения.

Каждую из глав справочника можно изучать отдельно, не следуя общему порядку: это позволит быстро ознакомиться со специфическими процедурами и получить необходимые данные.

Указанная в справочнике информация должна соотноситься с нормативными документами и законодательством той страны, где будет использоваться горелка.

Концерн Riello надеется, что данный справочник станет практичным и полезным помощником в вашей работе. Но при этом не претендует на полное раскрытие всех теоретических вопросов горения или деталей монтажа систем, в которых применяются вентиляторные горелки.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Раздел 1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ГОРЕНИЯ	11
1.1. Основные реакции	11
1.2. Вещества, поддерживающие горение	11
1.3. Виды топлива	12
1.3.1. Газообразное топливо и его горение	14
1.3.2. Жидкое топливо и его горение	19
1.4. Вредные выбросы с продуктами горения	19
1.4.1. Оксиды серы	20
1.4.2. Оксиды азота	20
1.4.2.1. Снижение уровня NOx при сжигании газообразного топлива	21
1.4.2.2. Снижение уровня NOx при сжигании жидкого топлива	23
1.4.3. Угарный газ	23
1.4.4. Общее содержание взвешенных частиц	24
1.4.5. Комментарии к выбросу CO ₂	24
1.5. Регулирование процесса горения	25
1.5.1. КПД горения	26
1.5.2. Единицы измерения выбросов продуктов горения	27
Раздел 2. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ ГОРЕЛКИ	29
2.1. Вступление	29
2.2. Рабочий диапазон горелки	30
2.3. Типовые схемы подачи топлива и управления для различных типов горелок	33
2.3.1. Схемы газовых горелок	34
2.3.2. Схема горелок, работающих на жидком топливе низкой вязкости (< 6 сСт) - дизельное топливо	34
2.3.3. Схема горелок, работающих на жидком топливе высокой вязкости (> 6 сСт) - мазут	35
2.3.4. Схема теплогенератора с одноступенчатой горелкой	36
2.3.5. Схема теплогенератора с двухступенчатой горелкой	37
2.3.6. Схема теплогенератора с модуляционной горелкой	37
2.3.7. Схема теплогенератора, оснащенного горелкой с регулируемой подачей воздуха на горение в зависимости от содержания O ₂ в дымовых газах	38
2.3.8. Схема теплогенератора с подогревом воздуха, участвующего в горении	38
2.3.9. Схема теплогенератора, оснащенного горелкой с изменяемой частотой вращения вентилятора	39
2.3.10. Схема системы дистанционного управления и контроля работы горелок	39
2.4. Головка горелки	40
2.4.1. Потери давления по ходу воздуха	41
2.4.2. Потери давления по ходу подачи топлива	41
2.5. Вентилятор	42
2.5.1. Регулировка расхода воздуха, участвующего в горении	45

2.6. Подача топлива	46
2.6.1. Подача газа	46
2.6.1.1. Расчёт диаметра подающего газопровода	48
2.6.1.2. Выбор газовой ramпы	50
2.6.1.3. Подача сжиженного нефтяного газа (LPG)	51
2.6.2. Подача дизельного топлива и керосина	53
2.6.2.1. Самоотёчные системы подачи топлива, в которых забор топлива осуществляется со дна или из верхней части топливной ёмкости; системы, в которых отбираемое топливо всасывается из топливной ёмкости	55
2.6.2.2. Системы топливоподачи с кольцевым контуром	55
2.6.3. Подача тяжелого жидкого топлива (мазута)	59
2.6.3.1. Системы кольцевого типа для многоступенчатых горелок с рабочим баком или без него	60
2.6.3.2. Системы кольцевого типа для модуляционных горелок с рабочим баком или без него	64
2.6.3.3. Подогрев топливопроводов	65
2.6.3.4. Подогрев ёмкости для хранения мазута	68
2.7. Подключение электропитания и управление горелкой	70
2.8. Уровень шума в вентиляторных горелках	72
2.8.1. Снижение уровня шума в вентиляторных горелках	76
2.9. Промышленные горелки RIELLO и оптимизация процесса горения в них	76
2.9.1. Контроль содержания O ₂ в дымовых газах	78
2.9.2. Подогрев воздуха, участвующего в горении	80
2.9.3. Регулирование скорости вращения вентилятора	80
2.9.4. Burner Management System (BMS) - Система дистанционного управления и контроля производственных процессов котельной с использованием промышленных горелок RIELLO серий MB, TI, ER	81
Раздел 3. ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРНОЙ ГОРЕЛКИ	85
3.1. Общие положения	85
3.1.1. Полная тепловая мощность теплогенератора	85
3.1.2. Аэродинамическое сопротивление теплогенератора	87
3.1.3. Тип теплогенератора	87
3.1.4. Топливо	88
3.1.5. Режим работы горелки	88
3.1.6. Минимальное давление газа в питающем газопроводе	88
3.1.7. Высота установки над уровнем моря и средняя температура участвующего в горении воздуха	88
3.2. Пример подбора моноблочной горелки	89
3.2.1. Выбор модели	89
3.2.2. Выбор длины головки горелки	93
3.2.3. Проверка длины пламени	93
3.2.4. Выбор газовой ramпы	94
3.2.5. Выбор компонентов для системы подачи дизельного топлива	95
3.3. Пример подбора блочной горелки	96
3.3.1. Выбор модели горелки	96

3.3.2. Выбор вентилятора	98
3.3.3. Выбор газовой рампы	102
3.3.4. Выбор насосного агрегата для мазута	104
3.3.5. Выбор компонентов для контура подачи мазута	106
3.3.5.1. Транспортный насос для перекачивания мазута из ёмкости для хранения в рабочий бак	107
3.3.5.2. Рабочий бак	107
3.3.5.3. Насосный агрегат первичного контура	107
3.3.5.4. Выбор диаметра топливопровода первичного контура	108
3.3.6. Выбор пульта управления	109

Раздел 4. ИЗМЕРЕНИЕ КПД ГОРЕНИЯ **111**

4.1. Приборы	111
4.2. Предварительные операции	111
4.2.1. Определение расхода жидкого топлива	111
4.2.2. Определение расхода газообразного топлива	111
4.3. Условия и методы измерения	112
4.4. Расчет КПД горения	112
4.4.1. Пример расчёта КПД горения	113

Раздел 5. РАБОЧИЕ ТАБЛИЦЫ И ГРАФИКИ **115**

5.1. Единицы измерения и коэффициенты перевода	115
5.1.1. Единицы измерения, применяемые для расчета теплообмена	115
5.1.2. Коэффициенты перевода единиц измерения	115
5.1.2.1. Длина	115
5.1.2.2. Площадь	115
5.1.2.3. Объём	116
5.1.2.4. Масса	116
5.1.2.5. Давление	116
5.1.2.6. Работа, энергия, теплота, энтальпия	117
5.1.2.7. Мощность (механическая, электрическая и тепловая)	117
5.1.2.8. Скорость	117
5.1.2.9. Объёмный расход	117
5.1.3. Таблицы преобразования температур	118
5.2. Таблицы и графики относящиеся к вязкости топлива	120
5.2.1. Таблица приблизительного пересчёта вязкости при равной температуре	120
5.2.2. Номограмма для преобразования различных единиц вязкости	121
5.2.3. Изменение вязкости различных видов жидкого топлива в зависимости от температуры	122
5.2.4. Динамическая вязкость газа	123
5.3. Таблицы и графики для определения размеров трубопроводов	125
5.3.1. Распределённые потери давления в круглых воздуховодах	125
5.3.2. Соответствие между воздуховодами круглого и прямоугольного сечения	126
5.3.3. Определение размера воздуховодов: коэффициент потери напора для нестандартных элементов круглого и квадратного сечения	127

5.3.4. Распределённые потери давления в трубопроводах для жидкого и газообразного топлива	129
5.3.5. Потери тепла в ёмкостях с мазутом	131
5.3.6. Компенсация потерь тепла в трубопроводах для транспортировки мазута при работе в устойчивом режиме	132
5.3.7. Расчёт общей необходимой мощности для компенсации потерь тепла в трубопроводах при транспортировке мазута	133
5.3.8. График расчёта перехода от энергии к мощности для вывода системы транспортировки мазута на рабочий режим	134
5.3.9. График расчёта топливопроводов с ленточным подогревом	135
5.3.10. Расход жидкого топлива через форсунки	136
5.3.11. Корректирующие коэффициенты при считывании расхода газа со счётчика	138
5.3.12. Графический способ определения экономии электроэнергии при использовании инвертора	141
5.4. Таблицы и графики процесса горения	142
5.4.1. Треугольник горения для метана и жидкого топлива	142
5.4.2. Зависимость объёма используемого для горения воздуха и дымовых газов от объёма избыточного воздуха для различных видов топлива: метан, сжиженный нефтяной газ LPG, дизельное топливо, мазут	143
5.4.3. Зависимость температуры дымовых газов от толщины сажи	147
5.4.4. Зависимость длины и диаметра факела от мощности горелки	148
5.4.5. Зависимость образования SO_2 от содержания серы в топливе, (при O_2 в дымовых газах 3%)	149
5.4.6. Зависимость образования NO_x от температуры в топке, содержания азота в топливе, температуры участвующего в горении воздуха, удельной тепловой нагрузки	150
5.4.7. Зависимость потери теплоты с уходящими дымовыми газами от содержания O_2 (для различных видов топлива)	152
5.4.8. Зависимость потери теплоты с уходящими дымовыми газами от содержания CO_2 (для различных видов топлива)	154
5.4.9. Коэффициенты перевода для выбросов загрязняющих веществ	156

ПЕРЕЧЕНЬ РИСУНКОВ

Раздел 1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ГОРЕНИЯ 11

Рисунок 1	Условное изображение факела	11
Рисунок 2	Влияние температуры и высоты над уровнем моря на эффективность подачи воздуха	12
Рисунок 3	Пример вискозиметра	14
Рисунок 4	Процесс образования кислотных дождей	20
Рисунок 5	Типы NOx для разного топлива	21
Рисунок 6	Функциональная схема процесса горения в газовой горелке - Голубое пламя	22
Рисунок 7	Моноблочная горелка (дизельное топливо - низкое содержание NOx) серии BGK	23
Рисунок 8	Влияние углекислого газа	23
Рисунок 9	Проникновение частиц в дыхательную систему	24
Рисунок 10	Треугольник горения для природного газа	26

Раздел 2. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ ГОРЕЛКИ 29

Рисунок 11	Газовая моноблочная горелка	29
Рисунок 12	Варианты режимов работы горелок	30
Рисунок 13	Схема двух моноблочных горелок (модели RL и RS) и блочной горелки (TI)	31
Рисунок 14	Рабочий диапазон комбинированных горелок моделей RLS.	32
Рисунок 15	Испытательная камера сгорания для горелок	32
Рисунок 16	Рабочий диапазон двухступенчатой комбинированной горелки RLS100, работающей на газе и дизельном топливе	33
Рисунок 17	Рабочий диапазон для головок горелок серии TI	33
Рисунок 18	Подача газа - контур низкого давления	34
Рисунок 19	Подача газа - контур высокого давления	34
Рисунок 20	А - система топливоподачи через верх (топливная ёмкость расположена выше горелки); В - забор топлива из ёмкости, расположенной ниже горелки	34
Рисунок 21	Самотёчная система топливоподачи (топливная ёмкость расположена выше горелки)	34
Рисунок 22	Система топливоподачи с промежуточным кольцевым контуром	35
Рисунок 23	Кольцевая система для многоступенчатых и модуляционных горелок с рабочим баком	35
Рисунок 24	Кольцевая система для многоступенчатых и модуляционных горелок без рабочего бака	36
Рисунок 25	Схема подключения компонентов и элементов управления одноступенчатой горелки	36
Рисунок 26	Схема подключения компонентов и элементов управления двухступенчатой горелки	37
Рисунок 27	Схема подключения компонентов и элементов управления модуляционной горелки	37
Рисунок 28	Схема регулирования подачи воздуха на горелку в зависимости от содержания O ₂ в дымовых газах	38
Рисунок 29	Схема подогрева участвующего в горении воздуха	38
Рисунок 30	Схема регулирования подачи воздуха посредством изменения частоты вращения вентилятора	39
Рисунок 31	Схема дистанционного управления и контроля работы горелок	39
Рисунок 32	Форсунки: распыление в виде полного конуса и пустого конуса; определение угла распыления	40

Рисунок 33	Чертёж головки комбинированной горелки RLS 100	40
Рисунок 34	Потеря давления в головке горелки со стороны подачи воздуха (блочная горелка TI 10)	41
Рисунок 35	Потеря давления в головке горелки со стороны подачи газа (блочная горелка TI 10)	41
Рисунок 36	Давление подачи жидкого топлива	42
Рисунок 37	Вентилятор блочной горелки	42
Рисунок 38	Зависимость между потребляемой мощностью и производительностью для вентиляторов разных типов	42
Рисунок 39	Типичный график производительности центробежного вентилятора	43
Рисунок 40	График производительности вентилятора для разных скоростей вращения двигателя	43
Рисунок 41	График производительности вентилятора и сопротивления системы воздухоподачи (рабочая точка вентилятора)	43
Рисунок 42	График для определения коэффициента трения f	45
Рисунок 43	Безразмерный коэффициент падения давления в воздуховодах	45
Рисунок 44	Изменение производительности при изменении аэродинамического сопротивления на выходе из вентилятора	46
Рисунок 45	Изменение производительности вентилятора при изменении скорости вращения электродвигателя	46
Рисунок 46	Функциональная схема газовой рампы	46
Рисунок 47	Газовый фильтр	47
Рисунок 48	Стабилизатор давления	47
Рисунок 49	Блок клапанов	47
Рисунок 50	Реле давления газа	47
Рисунок 51	Блок контроля герметичности клапанов	48
Рисунок 52	Соединительный адаптер	48
Рисунок 53	Абсолютная вязкость некоторых газов	49
Рисунок 54	Ёмкость для сжиженного нефтяного газа	51
Рисунок 55	График для выбора газовой рампы	51
Рисунок 56	Запорный электромагнитный клапан на выходном контуре: положение "закрыто"	53
Рисунок 57	Топливный насос с редуктором для моноблочной горелки на жидком топливе	53
Рисунок 58	Подача дизельного топлива	54
Рисунок 59	График для определения коэффициента трения f	58
Рисунок 60	Клапан регулирования давления	58
Рисунок 61	Подогреватель для мазута	59
Рисунок 62	Насосы для жидкого топлива	60
Рисунок 63	Рабочий бак	61
Рисунок 64	Давление в кольцевом контуре: рекомендуемые значения	65
Рисунок 65	Саморегулирующаяся электрическая термолента	67
Рисунок 66	Шаг оборотов электрической термоленты	67
Рисунок 67	Электрическая схема моноблочной горелки с однофазным питанием	69
Рисунок 68	Электрическая схема моноблочной горелки с трехфазным питанием	69
Рисунок 69	Последовательность розжига газовой горелки	70
Рисунок 70	Схема основных устройств, необходимых для управления и безопасной работы горелки	70
Рисунок 71	Программирование заданных температур для двухступенчатой горелки	71
Рисунок 72	Электрическая схема модуляционной горелки с электронным регулятором	72
Рисунок 73	Изофонические кривые	73
Рисунок 74	Экспериментальные кривые	74
Рисунок 75	Звукопоглощающий бокс для вентиляторных горелок	76
Рисунок 76	Моноблочная горелка серии MB	77

Рисунок 77	Блочная горелка серии TI	77
Рисунок 78	Блочная горелка серии ER	77
Рисунок 79	Содержание кислорода в дымовых газах для газовой горелки	78
Рисунок 80	Блок-газоанализатор EGA с датчиком	78
Рисунок 81	Блок управления горелкой AUTOFLAME	78
Рисунок 82	Тепловые потери с дымовыми газами при разном процентном содержании O ₂	79
Рисунок 83	График оценки экономии электроэнергии при использовании инвертора	80
Рисунок 84	Расход электроэнергии при использовании системы регулирования содержания O ₂ в дымовых газах	81
Рисунок 85	Принципиальная схема системы дистанционного управления и контроля производственных процессов котельной с использованием промышленных горелок RIELLO	82
Рисунок 86	Блок передачи данных DTI	82
Рисунок 87	Цифровой модуль передачи данных	83
Рисунок 88	Аналоговый модуль передачи данных	83

Раздел 3. ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРНОЙ ГОРЕЛКИ 85

Рисунок 89	Зависимость аэродинамического сопротивления в камере сгорания от тепловой мощности теплогенератора	87
Рисунок 90	Теплогенератор с инверсионной камерой сгорания	87
Рисунок 91	Теплогенератор со змеевиковым теплообменником	87
Рисунок 92	Крепление горелки к теплогенератору	88
Рисунок 93	Комбинированная горелка (дизельное топливо - газ) серии RLS	91
Рисунок 94	Головка горелки	93
Рисунок 95	Конструктивная схема водогрейного котла с инверсионной камерой сгорания	93
Рисунок 96	Длина и диаметр пламени в зависимости от мощности горелки	94
Рисунок 97	График выбора газовой рампы	95
Рисунок 98	Схема контура подачи дизельного топлива	96
Рисунок 99	Блочная горелка серии TI	96
Рисунок 100	Рабочий диапазон для головки горелки серии TI	99
Рисунок 101	Потери давления на головке горелки серии TI - сторона воздуха	100
Рисунок 102	Потери давления в воздуховодах с круглым сечением	101
Рисунок 103	График производительности вентиляторов серии GBJ	102
Рисунок 104	Потери давления на головке горелки и дроссельном клапане для горелок серии TI - сторона газа	103
Рисунок 105	Потери давления на блоке клапанов DMV	103
Рисунок 106	Расход мазута через форсунки для горелок с плавным регулированием	105
Рисунок 107	Схема контура для подачи мазута	106

Раздел 4. ИЗМЕРЕНИЕ КПД ГОРЕНИЯ **111**

Рисунок 108	Образец прибора для измерения КПД горения	111
Рисунок 109	Точки для замера состава дымовых газов	112

СПИСОК ТАБЛИЦ

Раздел 1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ГОРЕНИЯ	11
Таблица 1 Классификация основных видов топлива	12
Таблица 2 Характеристики газообразного топлива	16
Таблица 3 Названия жидкого топлива в основных странах потребителей	17
Таблица 4 Характеристики жидкого топлива	18
Таблица 5 Максимальное рекомендуемое содержание CO ₂ для разных видов топлива	25
Таблица 6 Коэффициенты для расчёта КПД горения	26
Таблица 7 Коэффициенты перевода из ppm в мг/м ³ для некоторых вредных выбросов	27
Таблица 8 Максимальное значение CO ₂ (при O ₂ = 0% и O ₂ = 3%) для различных видов топлива	27
Раздел 2. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ ГОРЕЛКИ	29
Таблица 9 Значения абсолютной шероховатости для разных типов воздухопроводов	44
Таблица 10 Максимальные потери давления в газопроводах	49
Таблица 11 Эквивалентная длина различных элементов газопроводов	50
Таблица 12 Пример расчёта диаметра газопровода	50
Таблица 13 Краткий список видов жидкого топлива	54
Таблица 14 Расчёт длины топливопровода для дизельного топлива	55
Таблица 15 Абсолютная шероховатость трубопроводов	57
Таблица 16 Краткий список видов мазута	59
Таблица 17 Стандартные значения звуковой мощности	72
Таблица 18 Средние значения звукового давления	73
Таблица 19 Спектр полосы частот размером в октаву	74
Таблица 20 Коэффициенты поглощения для некоторых материалов	75
Раздел 3. ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРНОЙ ГОРЕЛКИ	85
Таблица 21 Опросный лист для подбора горелки	86
Таблица 22 Корректирующий коэффициент F для расчёта напора и производительности вентилятора горелки (в зависимости от высоты над уровнем моря и температуры)	90
Таблица 23 Пример уменьшения аэродинамического сопротивления в горелке	90
Таблица 24 Опросный лист для подбора горелки (образец)	91
Таблица 25 Технические характеристики моноблочных горелок серии RLS	92
Таблица 26 Итерационная таблица	92
Таблица 27 Таблица выбора диаметра топливопровода для подачи дизельного топлива	96
Таблица 28 Опросный лист для подбора горелки (пример)	97
Таблица 29 Технические характеристики горелок серии TI	98
Таблица 30 Корректирующий коэффициент K _c для расчёта напора и производительности вентилятора горелки (в зависимости от температуры и высоты над уровнем моря)	100
Таблица 31 Таблица выбора вентилятора	101
Таблица 32 Коэффициент коррекции номинальной мощности вентилятора (в зависимости от температуры и высоты над уровнем моря)	102
Таблица 33 Таблица выбора редуктора высокого давления	104
Таблица 34 Таблица выбора насосного агрегата	104
Таблица 35 Таблица выбора форсунок	105
Таблица 36 Таблица выбора пульта управления для блочной комбинированной горелки TI	109
Раздел 4. ИЗМЕРЕНИЕ КПД ГОРЕНИЯ	111
Таблица 37 Коэффициенты для расчёта КПД горения	113

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ГОРЕНИЯ

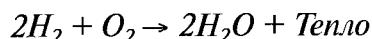
1.1 ОСНОВНЫЕ РЕАКЦИИ

Процесс горения - это, по сути, быстро протекающая реакция окисления топлива. Реакция сопровождается видимым физическим явлением - "пламенем" и выделением большого количества тепловой энергии.

В результате реакции окисления, углерод соединяется с кислородом, образуя не ядовитый газ: двуокись углерода (углекислый газ) с выделением некоторого количества теплоты.

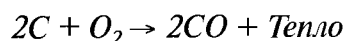


Таким же образом водород, вступая в реакцию с кислородом, образует водяной пар и некоторое количество теплоты.



Необходимо учитывать, что реакция окисления (горение) происходит нормально только при строго определенном "стехиометрическом" соотношении топлива и кислорода в топливной смеси.

В противном случае, т.е. при избытке топлива или недостатке кислорода в топливной смеси, сгорание топлива будет происходить не полностью. Одна часть топлива вступает в реакцию окисления с кислородом, а другая не получает достаточного количества кислорода и сгорает частично. При этом снижается количество выделяющейся теплоты по сравнению с тем, которое выделилось бы при полном сгорании. В результате неполного сгорания, как видно из нижеприведенной формулы, неполное окисление углерода, содержащегося в топливе, сопровождается образованием угарного газа (CO), который является высокотоксичным веществом.



Неполное сгорание иногда требуется в специальных промышленных термических процессах, но его следует избегать при любых других обстоятельствах.

Помимо двуокиси углерода и водяного пара при горении также образуются и другие вещества, но в меньшем количестве: оксиды серы, оксиды азота, угарный газ, оксиды металлов, - об этом будет рассказано ниже.

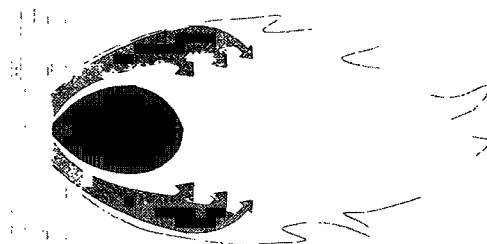


Рисунок 1 Условное изображение факела

1.2 ВЕЩЕСТВА, ПОДДЕРЖИВАЮЩИЕ ГОРЕНИЕ

В качестве окислителя при горении обычно используется воздух. Как известно, воздух это смесь газов, основными составляющими которой являются кислород и азот.

Если известен точный химический состав топлива, можно рассчитать стехиометрическое количество кислорода и, следовательно, количество участвующего в горении воздуха, необходимого для процесса горения.

Стехиометрическое количество воздуха можно вычислить по следующей формуле:

$$W_g = 11,51 \cdot C + 34,26 \cdot H + 4,31 \cdot S - 4,32 \cdot O$$

[кг_{воздуха}/кг_{топлива}];

или же:

$$W_g = 8,88 \cdot C + 26,44 \cdot H + 3,33 \cdot S - 3,33 \cdot O$$

[н.м³_{воздуха}/кг_{топлива}];

где C, H, S и O - соответственно массовые проценты углерода, водорода, серы и кислорода, входящих в состав топлива.

В таблицах 2 и 3 показано стехиометрическое количество воздуха для некоторых видов топлива.

Если в реакции окисления топлива (горении) участвует большее количество воздуха, нежели требуется (исходя из стехиометрического уравнения), то весь азот и та часть кислорода, которая не вступила в реакцию с топливом, не будут участвовать в реакции окисления.

При этом они поглощают некоторое количество тепла, выделяемого во время горения, а реальное количество тепловой энергии распределится в большем объеме газа, и удельный тепловой поток снизится (температура пламени станет ниже).

Таблица 1 Классификация основных видов топлива

ПРОИСХОЖДЕНИЕ		ФАЗА	
	ТВЁРДАЯ	ЖИДКАЯ	ГАЗООБРАЗНАЯ
Натуральное	Дрова, ископаемый уголь	Нефть	Природный газ
Искусственное	Кокс, древесный уголь	Бензин, керосин, дизельное топливо, мазут	Метан, пропан, бутан, сжиженный нефтяной газ, пропаново-бутановый смес

Количество кислорода, содержащегося в воздухе, составляет приблизительно 21% от объёма и около 23% от веса. Но это значение не постоянно и меняется в зависимости от высоты над уровнем моря и температуры. Изменение концентрации кислорода в воздухе вызвано тем, что нагревание участвующего в горении воздуха и изменение высоты над уровнем моря даёт один и тот же эффект, а именно - уменьшение плотности воздуха. Уменьшение плотности воздуха является причиной уменьшения количества кислорода.

На высоте 1000 метров над уровнем моря плотность воздуха примерно на 10% меньше, чем на нулевой высоте над уровнем моря.

Изменение плотности воздуха и, следовательно, количества кислорода из-за сильного изменения высоты над уровнем моря или температуры по сравнению с нормальными условиями (высота над уровнем моря - 100 метров, температура воздуха, участвующего в горении - 20°C), является таким фактором, которым нельзя пренебрегать. Это подробнее описано в разделе 3 в параграфах с примерами по выбору горелки.

При определённых условиях на содержание кислорода в воздухе также могут влиять и другие факторы:

- влажность воздуха (обычно при увеличении относительной влажности воздуха, содержание кислорода в нём уменьшается);

- повышенное содержание в воздухе пыли и других волокнистых соединений (проблемы в системах горения возникают в связи с тем, что они отбирают на себя часть воздуха, участвующего в горении).

1.3 ВИДЫ ТОПЛИВА

Топливо - это вещество, при вступлении которого в реакцию с кислородом воздуха, образуется значительное количество тепловой энергии, а также небольшое количество электромагнитной энергии (свет), механической энергии (шум) и электрической энергии (ионы и свободные электроны).

Топливо можно классифицировать на основе его обычного физического состояния (твёрдое, жидкое, газообразное) и на основе его происхождения (природное, искусственное или производное топливо).

Наиболее распространенные виды топлива представлены в таблице 1.

Природное топливо сконцентрировано в подземных месторождениях, откуда его извлекают для дальнейшей переработки. Как правило, природное топливо нельзя использовать сразу, поскольку его химический состав и свойства могут очень сильно различаться в зависимости от месторождения и времени добычи. Для эффективного и

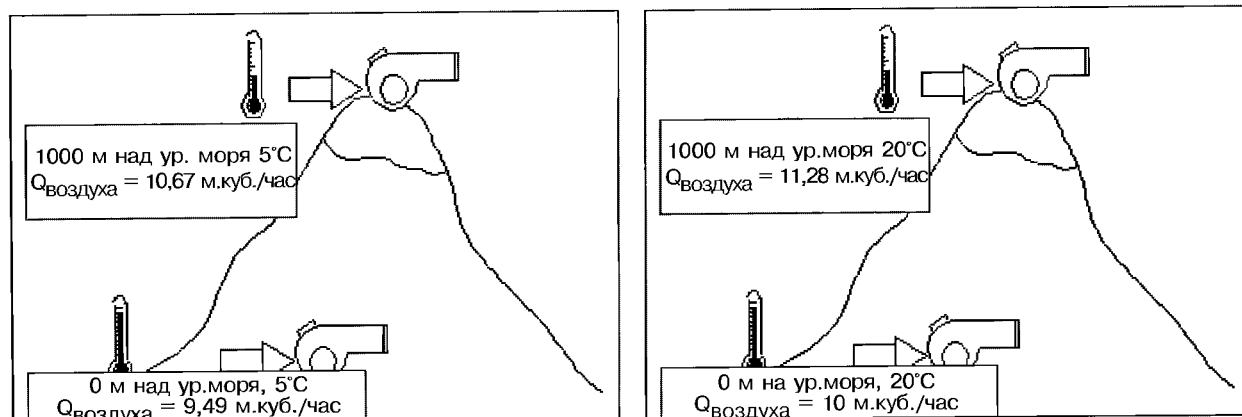


Рисунок 2 Влияние температуры и высоты над уровнем моря на эффективность подачи воздуха

безопасного использования топлива необходимо обеспечить постоянство его физико-химических характеристик на протяжении всего времени использования.

Типичные методы обработки (обогащения) природного топлива основаны на увеличении концентрации в единице массы или объема горючих составляющих и удалении вредных и инертных примесей.

Древесный уголь получают из древесины, посредством медленного и частичного сжигания внутри специальной ямы, закрытой землей.

При дистилляции антрацита с низким уровнем жирности при умеренной температуре получают кокс.

Путём таких процессов синтеза, как сухая перегонка, частичное окисление или реакция с парами воды из угля можно получить различные виды искусственного газообразного топлива.

Всё искусственное жидкое или газообразное топливо можно получить при дистилляции нефти.

Перед использованием природного газа, посредством десульфуризации из него необходимо удалить крайне загрязняющую составляющую - H_2S , вместе с инертной фракцией - CO_2 .

Все эти процессы направлены на то, чтобы сделать химический состав топлива однородным, - тогда его легче и выгоднее использовать.

В частности, жидкое и газообразное топливо легче транспортировать и очень легко дозировать - чтобы обеспечить полноту сгорания. По этой причине является предпочтительным для вентиляторных горелок именно данный тип топлива.

Все виды топлива характеризуются следующими основными показателями:

• Теплотворная способность

Теплотворная способность - это количество тепла, произведённого при полном сгорании единицы массы или объема топлива.

Теплотворная способность измеряется в $кДж/Нм^3$ (1) для газа и в $кДж/кг$ для жидкого и твердого топлива.

Существуют два значения теплотворной способности:

- высшая теплотворная способность (ВТС) учитывает количество теплоты, полученной при полном сгорании единицы массы или объема топлива с учётом теплоты, полученной при конденсации водяных паров из дымовых газов;

- низшая теплотворная способность (НТС), учитывает количество теплоты, полученной при полном сгорании единицы массы или объема топлива без учёта теплоты, полученной при конденсации водяных паров из дымовых газов;

ВТС и НТС связаны между собой следующим соотношением:

$ВТС = НТС + \text{количество теплоты полученное при конденсации водяных паров из дымовых газов.}$

Т.к. в теплогенераторах температура дымовых газов выше температуры конденсации водяных паров, в расчётах используются значения НТС (кроме конденсационных котлов, т.е. установок имеющих специальные устройства для конденсации водяных паров из дымовых газов, - в этих случаях в расчетах используются значения ВТС).

• Теоретическое количество воздуха, необходимое для горения

Это минимальное количество воздуха, участвующего в горении, которое необходимо для получения идеального стехиометрического горения.

Оно измеряется в $Нм^3_{\text{возд}}/Нм^3_{\text{газа}}$ для газообразного топлива и в $Нм^3_{\text{возд}}/кг_{\text{топл}}$ для жидкого топлива.

Для **газообразного** топлива также имеют большое значение следующие основные физические характеристики:

• Относительная плотность газа

Это соотношение массы одного и того же объема сухого воздуха и газа, измеренного при одинаковой температуре и давлении.

• Точка росы

Это значение температуры, при достижении которой водяной пар, содержащийся в дымовых газах, начинает конденсироваться. Эта температура может сильно отличаться от стандартного значения 100°C и зависит от кислотности дымовых газов и наличия в них водяного пара. Измеряется в градусах Цельсия ($^\circ\text{C}$).

• Взрывоопасная концентрация

Это диапазон концентрации газа в воздухе, выраженный в процентах, в котором данная смесь является взрывоопасной.

• Число Воббе

Этот параметр определяет тепловую мощность газа. Оно определяется из соотношения между высшей теплотворной способностью и квадратным корнем относительной плотности газа.

$$W = \frac{ВТС}{\sqrt{d}}$$

Этот коэффициент очень полезен для оценки взаимозаменяемости газообразного топлива двух различных видов.

Если некоторый газ имеет отличные теплотехнические характеристики по сравнению с основным газом, но имеет такое же число Воббе, его можно использовать в системах,

(1) Нормальный кубический метр ($1 Нм^3$) соответствует кубическому метру газа при атмосферном давлении (1,013 мбар) и температуре 0°C

которые изначально были спроектированы для работы на основном газе.

Этот параметр также удобно использовать при расчёте потерь давления (при выборе газовой ramпы), когда используются различные типы газов (см. руководство на горелку). Потери давления газа определяют по следующей формуле:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left(\frac{W_1}{W_2} \right)^2$$

Для **жидкого** топлива имеют большое значение следующие основные физические характеристики:

• Вязкость

Это межмолекулярное трение жидкости, а следовательно, макроскопическая величина, которая описывает степень сопротивления жидкости движению.

Динамическая вязкость (или абсолютная вязкость) - это тангенциальная составляющая силы на единицу площади двух параллельных плоскостей, отстоящих друг от друга на единицу расстояния, при условии, что расстояние между ними заполнено жидкостью и одна плоскость движется с единицей скорости по отношению к другой.

В системе Си единицей измерения динамической или абсолютной вязкости является (Н·с/м²).

На практике используют кинематическую вязкость, которая равна абсолютной вязкости жидкости, делённой на её плотность.

В системе Си кинематическая вязкость измеряется в (м²/с). В технических системах кинематическую вязкость измеряют в (см²/с). Эта единица измерения называется "стокс" (Ст). Часто вместо стока используют его сотую часть, называемую сантистокс (сСт), которая измеряется в (мм²/с).

Для измерения вязкости жидкости используются самые разные вискозиметры.

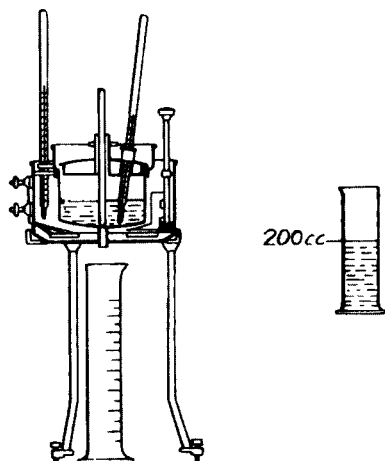


Рисунок 3 Пример вискозиметра

Каждому из этих приборов соответствует своя единица измерений.

В Европе, помимо сантистоксов, наиболее распространённой единицей измерения является градус Энглера (°Е).

Вискозиметр Энглера - это термостатический контейнер с калиброванным отверстием, через которое вытекает 200 см³ тестируемой жидкости и измеряется время ее выливания. Соотношение между этим временем и временем выливания 200 см³ воды и даёт °Е вязкости.

Из-за большого количества измерительных инструментов и соответственно - единиц измерения возникают затруднения при переводе из одной единицы в другую. В разделе 5 приведены номограммы и таблицы примерного перевода.

• Температура воспламенения

Это минимальная температура, при которой воспламеняется смесь воздуха и паров, образовавшихся из жидкого топлива, при наличии соответствующего иницирующего заряда (искры). Она измеряется в градусах Цельсия °C.

• Температура самовоспламенения

Это наименьшая температура, при которой самопроизвольно воспламеняется смесь топлива и вещества, поддерживающего горение, при отсутствии иницирующего заряда (искры). Она измеряется в градусах Цельсия °C.

1.3.1 Газообразное топливо и его горение

Из предыдущих параграфов мы знаем, что перед сжиганием топливо должно быть смешано с кислородом. Через горелку в нужных пропорциях подаются горючий газ и необходимый для горения воздух. Они смешиваются, и в камере сгорания происходит контролируемое горение.

Газовые горелки можно классифицировать по **двум** критериям.

Первый зависит от того, каким образом в горелку подаётся поток воздуха, необходимого для горения. Согласно этому критерию можно выделить следующие типы горелок:

- Горелки с естественной тягой (инжекционные);
- Горелки с форсированной тягой;
- Горелки с принудительной подачей воздуха (вентиляторные).

В горелке с естественной тягой воздуха используется принцип инжекции, т.е. часть воздуха подсасывается из атмосферы за счёт разрежения, создаваемого при движении

потока газа через горелку. При этом воздух смешивается с горючим газом.

Как правило, в горелках с естественной тягой поток воздуха, попадаемый в горелку по принципу инжекции (первичный воздух), достигает не более 50% от того значения, которое необходимо для достижения идеального горения. Поэтому требуется наличие дополнительного количества воздуха в камере сгорания (вторичный воздух).

Инжекционные горелки крайне чувствительны к снижению разрежения в камере сгорания (тяги). Чем больше величина разрежения, тем большее количество воздуха всасывается внутрь и смешивается с газообразным топливом. И наоборот, слишком маленькое разрежение является причиной горения при недостатке воздуха. В результате чего образуется крайне опасное токсичное вещество СО (угарный газ). Для предотвращения образования угарного газа в горелках с естественной тягой горение происходит при избытке воздуха (100% и более).

В горелках с форсированной тягой для обеспечения постоянства рабочих условий и безопасного (с точки зрения санитарно-гигиенических норм) горения применяется вентилятор, который обеспечивает подачу необходимого для горения воздуха в закрытую камеру сгорания. При этом количество первичного воздуха может достигать 100% от того значения, которое необходимо для идеального горения.

Первые две категории горелок, как правило, применяются в бытовых напольных и настенных котлах.

В вентиляторных горелках подача воздуха осуществляется напорными вентиляторами. Эти вентиляторы обеспечивают более или менее постоянные напор и производительность в не зависимости от тяги.

Использование вентиляторов позволяет добиться:

- широкой области регулирования;
- использования вентиляторных горелок с газоплотными теплогенераторами с высоким КПД;
- оптимального смешивания топлива и воздуха;
- низкого избытка воздуха и (как следствие) высокого КПД горения.

В горелках с принудительной тягой, газообразное топливо движется в том же направлении что и создаваемый вентилятором поток воздуха. При движении через головку горелки часть воздуха (первичный воздух) смешивается с газом и в виде газозвушной смеси выходит через сопла горелки. Оставшийся воздух (вторичный воздух)

подмешивается уже посл газозвушной смеси из сопел. И. (по сравнению с атмосферными ...ами) потеря давления на соплах, давление газа на входе в вентиляторную горелку обычно выше чем в атмосферной.

Второй критерий, по которому можно классифицировать горелки, зависит от процентного содержания в смеси воздуха, участвующего в горении, и топлива, до того, как стабилизируется пламя. Предшествующее смешиванию процентное содержание можно разделить на следующие группы:

- Газовые горелки с частичным предварительным смешиванием (например, - 50%);
- Газовые горелки с полным предварительным смешиванием (100%);
- Диффузионные горелки.

В первых двух случаях смешивание газа и воздуха частично или полностью происходит до того, как смесь попадет в камеру сгорания. Поэтому горелки с форсированной тягой являются также и горелками с предварительным смешиванием.

Предварительное смешивание дает более быструю реакцию окисления, вследствие чего пламя у таких горелок короче. Кроме того, при постоянно устойчивом соотношении газ-воздух горение происходит тише.

В диффузионных горелках образование и горение газозвушной смеси происходят более или менее одновременно. Для того, чтобы обеспечить экологически чистое горение с минимальным количеством избыточного воздуха, необходима повышенная турбулентность. Однако чем больше турбулентность потока, тем больше потери давления со стороны воздуха.

Горелки с принудительной тягой могут относиться к типу горелок с предварительным смешиванием, и к типу диффузионных горелок.

Газообразное топливо может создавать с воздухом взрывоопасную смесь⁽¹⁾. Это происходит тогда, когда концентрация горючего газа достигает определённого значения, которое отличается у разных видов топлива. Чтобы исключить возможность образования взрывоопасной концентрации газозвушной смеси и её взрыва в камере сгорания теплогенератора или дымоходе, в конструкции горелок с принудительной тягой предусмотрен предварительный этап вентиляции, который длится столько времени, сколько требуется для смены воздуха в камере сгорания.

В таблице 2 перечислены основные виды газообразного топлива и их теплотехнические характеристики.

(1) Взрыв это не что иное, как мгновенное горение, сопровождающееся резким увеличением давления

Таблица 2 Характеристики газообразного топлива

ТИП	НАЗВАНИЕ	ТИП ПО EN 476	ХИМИЧЕСКАЯ ФОРМУЛА ИЛИ СОСТАВ	СВОЙСТВА	УДЕЛЬНАЯ ПЛОТНОСТЬ ПРИ 15°C	ВЗРЫВООПАСНАЯ КОНЦЕНТРАЦИЯ, %	НИЗШАЯ ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ, МДж/Нм ³	ВЫШАЯ ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ, МДж/Нм ³	ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХОДИМОЕ КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА ДЛЯ ПОЛНОГО СГОРАНИЯ, м ³ /Нм ³	ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ КОЛИЧЕСТВО ВЛАЖНЫХ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ, м ³ /Нм ³	МАКС. СО ₂ В ОБЪЕМНЫХ %	ВОДЯНОЙ ПАР В ДЫМОВЫХ ГАЗАХ, кг/Нм ³	ТОЧКА РОСЫ °C	ЧИСЛО ВОБЕЕ, МДж/Нм ³
ЧИСТЫЙ ГАЗ	МЕТАН	G20	CH ₄	Легкий газ	0,555	5 – 15	34,02	37,78	9,56	10,44	11,65	1,61	58	45,87
	ПРОПАН	G31	C ₃ H ₈	Тяжелый газ	1,555	2,4 – 9,3	88	96,65	24,37	26,16	13,7	3,29	54	77,51
	БУТАН	G30	C ₄ H ₁₀	Тяжелый газ	2,094	2 – 7,6	116,09	125,81	32,37	34,66	14	4,20	53	80,22
СМЕСИ	ПРИРОДНЫЙ ГАЗ	G25	Пример: CH ₄ 86% N ₂ 14%	Тяжелый газ			29,25	32,49						37,39
	СЖИЖЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ ГАЗ	-	Пример: пропан 70% бутан 30%	Тяжелый газ	1,686	2,1 – 9,5	101,6	110,4	26,32	28,23	13,74	3,51	54	78,25
	ВОЗДУШНО-ПРОПАНОВАЯ СМЕСЬ	-	Пример: газ 26,2%/воздух 73,8% состав газа: пропан 95%/ бутан 5%	Легкий газ	1,149	7,5 – 36	24,7	26,9	5,75	6,96	13,67	0,87	54	23,04
	БЫТОВОЙ ГАЗ	-	Пример: H ₂ 54,5% CO 5,5% CH ₄ 24,4% и т.д.	Легкий газ	0,397	5 – 30	20,9	23,6	4,33	4,98	10,03	0,92	62	33,17
	БИОГАЗ	-	Пример: Метан 64% Двуокись углерода 34,6% Азот 1,2% Водород 0,2%	Легкий газ	0,896	7,8 – 23,4	23	25,5	6,12	7,05	16,85	1,03	57	24,3

(*) Тепловое значение дано для нормального кубического метра (Нм³), то есть для 1 м³ газа при атмосферном давлении и при 0°C. Часто используется стандартный м³ (стм³), который вычисляется при 15°C. 1 стм³ дает 8200 ккал. При измерениях, производимых при помощи счетчика газа, рекомендуется использовать стандартные м³.

Таблица 3 Названия жидкого топлива в основных странах потребителей

		Вязкость при 20°C										Вязкость при 50°C										
Вязкость [сСт]		1,2	6,25	11,8	21	29	37	45	53	80	88	76	114	150	180	222	300	380	460	550		
Вязкость [°E]		1,5	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20	24	30	40	50	60	70		
ИТАЛИЯ	kerosene	Gasolio	Olio combustibile fluidissimo					Olio combustibile fluido					Olio combustibile semifluido					Olio combustibile denso				
АНГИЯ	kerosene	Gas Oil (D)	light fuel oil (E)					medium fuel oil (F)					heavy fuel-oil (G)									
ГЕРМАНИЯ	kerosene	heizer EL	heizer L		heizer M		heizer s		heizer ES							Fouil Lourd No 2						
ФРАНЦИЯ	kerosene	Fouil Domestique	Fouil moyen		Fouil Lourd No 1																	
ГОЛЛАНДИЯ	Gasoli HBO I	Gasoli HBO II	Navy special					Mazut n°1					Zware stookolie									
ГРЕЦИЯ		Light fuel oil	Fyringsolja no 2		Fyringsolja no 5					Fyringsolja no 6												
НОРВЕГИЯ		Gasoli	fuel-oil moyen		fuel-oil lourd					fuel-oil extra-lourd												
БЕЛЬГИЯ		Gasoli / fuel-oil léger	Fuel-ligero		Fuel-pesado no 1					Fuel-pesado no 2												
ИСПАНИЯ		Gas-oil	Fuel olie 1500"										Fuel olie 3500"									
ДАНИЯ		Fyringsgasolie																				
США	# 1	# 2	# 4		# 5					# 6												
ЯПОНИЯ	keros	gasoli	light fuel oil		medium fuel oil					heavy fuel-oil												
ЮАР	Paraffin	No 0 Diesel	LO 10		FO 150					HFO (HFO)												
Вязкость при 100°F [секунды Сэйболта]		32	38	45	85	125	140	173	205	250	280	315	355	529	700	831	1080	1420	1780	2180	2500	
Вязкость при 100°F [секунды Ревурда 1]		28	35	41,5	76	110	120	155	185	220	250	280	320	466	625	733	925	1250	1600	1900	2200	
Вязкость при 100°F (37,78°C)																						

Замечание: данные, приведенные в таблице, являются ориентировочными

Таблица 4 Характеристики жидкого топлива

ИТАЛЬЯНСКОЕ ТОРГОВОЕ НАЗВАНИЕ	ВНЕШНИЙ ВИД	УДЕЛЬНАЯ ПЛОТНОСТЬ ПРИ 15°С ПО СРАВНЕНИЮ С ВОДОЙ	ВЯЗКОСТЬ		ХИМИЧЕСКИЙ СОСТАВ				ВОДА И ОСАДКИ %макс.	НИЗШАЯ ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ, МДж/кг	ВЫШАЯ ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ, МДж/кг	ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХОДИМОЕ КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА ДЛЯ ПОЛНОГО СГОРАНИЯ, м³/кг	ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ КОЛИЧЕСТВО ВЛАЖНЫХ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ, м³/кг	ВОДЯНОЙ ПАР, кг/кг	ТОЧКА РОСЫ, °С	МАКС. СО В % от объема	ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ПОДОГРЕВ ПЕРЕД СГОРАНИЕМ
			при 38 °С Е/сСт	при 50°С Е	С %	Н %	С %	ЗОЛЫ % макс.									
КЕРОСИН	Дистиллирован ная жидкость	0,81 (0,77- 0,83)	1,6 сСт при 20°С		86,3	13,6	0,25	-	0,05	43,1	46,3	11,33	12,02	1,26		14,99	НЕТ
ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО	Дистиллирован ная жидкость	0,84 (0,815-0,875)	2-7,4 сСт 1,12-1,16 С		86,3	13,4	0,50* (0,30)	0,01	0,05	42,7	45,6	11,24	11,89	1,20	95	15,25	НЕТ
ТЯЖЕЛОЕ ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО	Дистиллирован ная жидкость	0,86-0,875	6-12 сСт при 20°С 1,4-2°Е при 20 С				-										ДА** 70-80°С
ЛЕГКИЙ МАЗУТ	Маслянистый черный осадок от дистилляции + легкие фракции нефти	0,92		3-5			3	0,10	1	41	43,7	10,7		1,05	145	15,6	ДА 100-110°С
ЛЕГКИЙ МАЗУТ	Маслянистый черный осадок от дистилляции + легкие фракции нефти	0,94		5-7			4	0,15	1			-				15,7	ДА
МАЗУТ (высокое содержание S)	Маслянистый черный осадок от дистилляции	0,97		>7	85	11	4	0,20	2	40,2	42,7	10,57	11,14	0,99	150	15,8	ДА 120-140°С, а также предварительный подогрев для перезакачивания топлива
МАЗУТ (низкое содержание S)	Маслянистый черный осадок от дистилляции	0,97		>7	85	11	1	0,20	2	40,2	42,7	-		0,99	130	15,8	ДА 120-140°С, а также предварительный подогрев для перезакачивания топлива

1.3.2 Жидкое топливо и его горение

Жидкое топливо представляет из себя смесь различных углеводородов, которые как известно состоят из атомов углерода и водорода. В отличие от газа, углеводороды, образующие жидкое топливо, состоят из молекул с очень длинными цепочками. Наличие этих цепочек объясняет жидкое состояние нахождения этого вида топлива.

Жидкое топливо нельзя сразу смешать с кислородом, содержащимся в воздухе. Его необходимо сначала распылить в виде мельчайших частичек, которые будут иметь достаточную для реакции площадь поверхности.

Внутри камеры сгорания частички распыленного жидкого топлива нагреваются и выделяют углеводородные пары, которые вызывают самовоспламенение топлива.

Процесс горения оптимален тогда, когда частички жидкого топлива окисляются внутри факела. В противном случае капельки топлива образуют особые частички (см. подробнее о в главе 1.4.)

Распыление жидкого топлива – это одно из основных назначений жидкотопливной горелки. Существует три основных метода распыления жидкого топлива:

- Механическое распыление;
- Пневматическое распыление;
- Центробежное распыление.

Наиболее распространен механический метод, когда находящееся под давлением жидкое топливо распыляется через специальные форсунки с винтообразными каналами. При применении этого метода, благодаря резкому изменению потока и удара о препятствие под высоким давлением (10 - 30 бар), жидкий нефтепродукт разбивается на очень большое число мельчайших капель. Размер капель зависит от давления распыления, от типа форсунки и от вязкости топлива.

Другая система распыления, называемая "пневматической", состоит в том, что на выходе из механической форсунки, капли жидкого топлива распыляются на более мелкие с помощью воздуха или пара подаваемых под высоким давлением. Этот метод обеспечивает очень хорошее распыление густых нефтепродуктов, но в то же время диктует сложную конструкцию горелки и присутствие сжатого воздуха или пара с рабочим давлением 5 - 9 бар. Стоимость такой горелки превышает стоимость классических механических моделей.

Центробежное распыление используется в ротационных горелках. Формирование капель топлива осуществляется в специальной ротационной чаше, посредством центробежной силы. Такой тип распыления применяется на некоторых горелках промышленного назначения.

Помимо перечисленных систем распыления существуют системы механического распыления с использованием модифицированного жидкого топлива. Обычно модифицированное топливо представляет из себя эмульсию на основе жидкого топлива и воды. Попадая в факел, вода, содержащаяся в капле эмульсии, превращается в пар и разрывает её на более мелкие капли. Благодаря этому процессу достигается более эффективное распыление топлива.

Независимо от метода, с помощью которого достигается удовлетворительная степень распыления, жидкое топливо должно обладать достаточно низкой вязкостью.

Вязкость жидкого топлива тесно связана с температурой. Чем выше температура, тем ниже вязкость. Поэтому некоторые виды жидкого топлива необходимо предварительно подогревать.

Как правило, вязкость жидкого топлива, необходимая для получения хорошей степени распыления, намного меньше чем, та, которая требуется для его перекачивания. Иными словами для того, чтобы хорошо распылить жидкое топливо требуется намного более высокая температура, чем для того, чтобы его перекачать. Эта особенность учитывается при проектировании промышленных систем топливоподачи (см. главу 2.6).

Значение вязкости, необходимой для достижения нужной степени распыления жидкого топлива, зависит от типа горелки и от типа форсунок. Как правило, форсунки рассчитываются исходя из вязкости топлива от 1,5°E до 2,5°E при 50°C (в зависимости от типа топлива). Вязкость диктует температуру предварительного подогрева. Например, используется топливо с вязкостью 22°E при 50°C. Для того, чтобы довести вязкость до 3°E на форсунке топливо необходимо предварительно подогреть до температуры 90 - 100°C.

В таблице 3 приведены наименования жидкого топлива, используемые в разных странах, а в таблице 4 даны соответствующие теплотехнические характеристики.

1.4 ВРЕДНЫЕ ВЫБРОСЫ В ПРОДУКТАХ ГОРЕНИЯ

В результате горения образуются следующие основные загрязняющие вещества:

- оксиды серы, обозначаемые SO_x , в основном состоящие из диоксида серы SO_2 и триоксида серы SO_3 ;
- оксиды азота, обозначаемые NO_x , в основном состоящие из монооксида азота NO и диоксида азота NO_2 ;
- угарный газ CO ;
- взвешенные частицы.

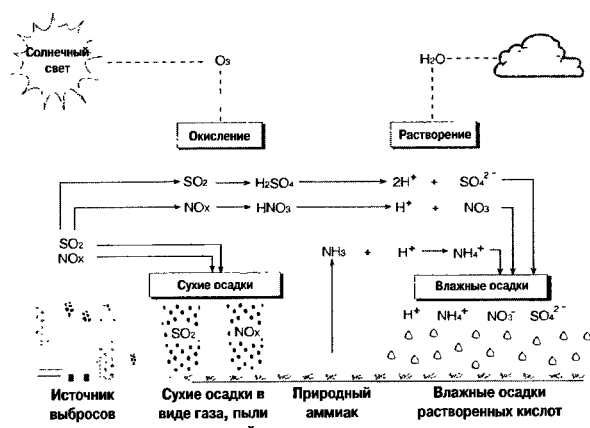


Рисунок 4 Процесс образования кислотных дождей

Существуют три основных метода, призванных уменьшать выброс загрязняющих веществ:

- превентивный метод - когда топливо обрабатывается до того, как оно будет сожжено. Задача - снизить содержание в топливе загрязняющих веществ. Например, в жидком топливе (дизельное топливо и мазут) стремятся уменьшить содержание серы;
- первичный метод - когда воздействуют на процесс горения и на оборудование (горелку) для того, чтобы улучшить условия горения и, следовательно, снизить возможность образования загрязняющих веществ;
- вторичный метод - когда воздействуют на дымовые газы, чтобы задержать загрязняющие вещества до их попадания в атмосферу.

При проектировании и производстве бытовых горелок обычно опираются на первые два метода. Т.е. используют "экологически чистое" топливо: газ, сжиженный нефтяной газ, дизельное топливо и мазут с низким содержанием серы и азота. И/или закладывают в конструкцию горелки решения позволяющие максимально уменьшить выбросы загрязняющих веществ, например оксидов азота (горелки с низким выбросом NO_x)

Третий метод рекомендуется использовать только в больших промышленных котельных, потребляющих значительное количество топлива, как правило, на мазуте. Установка специального очистительного оборудования для дымовых газов экономически оправдана только там, где их образуется много.

1.4.1 Оксиды серы

Оксиды серы - токсичные для человека вещества.

Диоксид серы (SO_2) вызывает раздражение глаз и слезотечение при концентрации в воздухе

свыше 300 мг/Нм^3 . А опасный для жизни порог оценивается приблизительно в 500 мг/Нм^3

Формирование оксидов серы происходит при умеренной температуре. В обычных условиях высокой температуры факела и избытка воздуха в 20% почти вся сера, содержащаяся в топливе, окисляется до SO_2 .

Диоксид серы - это бесцветный газ с плотностью примерно в два с половиной раза больше плотности воздуха. В закрытых помещениях он стелется по земле.

Триоксид серы (SO_3) может образовываться при низкой температуре горения (400°C) например, в процессе наладки горелки, когда горение осуществляется при большом количестве избыточного воздуха или при использовании чистого кислорода.

Триоксид серы вступает в реакцию с водяными парами с образованием серной кислоты H_2SO_4 , которая является коррозионной средой и может разъедать поверхности нагрева теплогенератора.

Меры по снижению содержания в выбросах SO_2 и SO_3 , основаны преимущественно на превентивном воздействии на топливо на этапе его производства, где применяются каталитические десульфурierende процессы.

На больших предприятиях, работающих с тяжелыми фракциями нефтепродуктов, оксиды серы удаляют с помощью абсорбции растворами на водной основе, которые могут задерживать до 90% вредных веществ.

1.4.2 Оксиды азота

Моноксид азота (NO) - это бесцветный, без запаха, плохо растворимый в воде газ. Он составляет более 90% от всех оксидов азота, образуемых при высокотемпературном горении. Если концентрация находится в пределах от 10 до 50 ppm, он не является сильно токсичным раздражающим веществом.

Диоксид азота (NO_2) - это газ, который заметен даже при небольшой концентрации: он имеет коричневатое-красноватое цвет и особый острый запах. При концентрации более 10 ppm, является сильным коррозионным веществом и сильно раздражает носовую полость и глаза. При концентрации более 150 ppm, вызывает бронхит, а свыше 500 ppm, - отек легких, даже если воздействие длилось всего несколько минут.

Моноксид азота NO , который присутствует в городском воздухе, может самопроизвольно переходить в диоксид азота NO_2 при фотохимическом окислении.

Существуют три пути образования оксидов азота, различающиеся по способу происхождения, но не по химическому составу:

- тепловые оксиды азота (тепловые NOx);
- быстрые оксиды азота (быстрые NOx);
- топливные оксиды азота (топливные NOx).

Тепловые оксиды азота, составляющие большинство, образуются при высокой температуре ($T > 1500\text{ K}$) и при условии высокой концентрации кислорода при окислении атмосферного азота в процессе горения. Тепловые оксиды образуются при сжигании газообразного топлива (природный газ и сжиженный нефтяной газ) и топлива, в котором не содержатся вещества, имеющие в своем составе азот.

Быстрые оксиды азота образуются при связывании атмосферного азота углеводородными частицами (радикалами), которые присутствуют в зоне факела. Этот метод образования оксидов протекает с очень высокой скоростью (отсюда их название: быстрые). Образование быстрых оксидов прежде всего зависит от концентрации радикалов в концевой части факела. При окислительном пламени (горение происходит с избытком кислорода) их вклад незначителен, но при сжигании обогащенных смесей и при низкотемпературном горении их доля может достигать 25% от общего содержания оксидов азота.

Топливные оксиды азота образуются при окислении азотосодержащих веществ, присутствующих в топливе в зоне факела. Концентрация топливных оксидов может достигать значительных размеров, если содержание в топливе азотосодержащих веществ превышает 0,1% от веса. Как правило, это касается только жидкого и твердого топлива.

На рис. 5 показано соотношение между NOx разных типов в зависимости от типа топлива (при стандартных условиях горения):

Доля быстрых оксидов азота более или менее постоянна, в то время как доля топливных оксидов азота увеличивается при горении видов

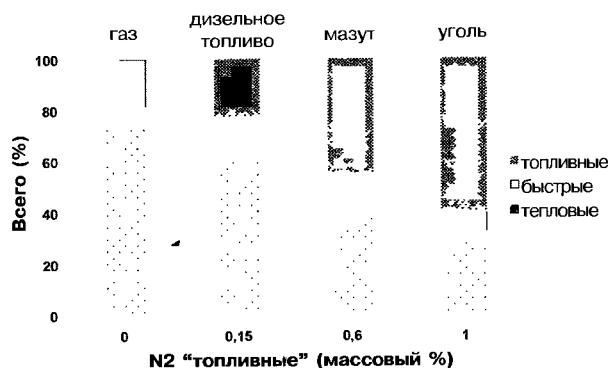


Рисунок 5 Типы NOx для разного топлива

топлива с более высоким молекулярным весом. При этом доля тепловых оксидов азота снижается.

1.4.2.1 Снижение уровня NOx при сжигании газообразного топлива

Содержание тепловых оксидов азота в газообразном топливе достигает 80% от общего количества выбросов. Снизить образование тепловых оксидов азота можно снизив температуру пламени.

Температуру пламени можно снизить различными путями:

- снижением удельной тепловой нагрузки

Этот метод состоит в уменьшении мощности горения на единицу объема камеры сгорания. Для этого необходимо "перерассчитать" мощность котла, то есть уменьшить его номинальную тепловую мощность (если это уже действующий котёл) или взять размер камеры сгорания с запасом (при проектировании новых объектов).

- особой конструкции камеры сгорания

Этот метод состоит в использовании теплогенераторов, камера сгорания которых является не инверсионной, а имеет три хода по тракту дымовых газов. В котлах с инверсионными камерами сгорания дымовые газы при проходе к дымогарным трубам сужают пространство, в котором находится факел, до объема меньшего, чем сама камера сгорания. Часть лучистой энергии, отражённой от стенок камеры сгорания, передаётся пламени, температура пламени повышается, и увеличивается образование тепловых оксидов азота. Тот же эффект наблюдается в установках с высокой температурой стенок камеры сгорания, например печах или котлах с высокой температурой теплоносителя.

- предварительным смешиванием воздуха и газа

В обычных условиях системы сжигания настроены таким образом, чтобы работать с избыточным воздухом. Этот избыточный воздух снижает температуру горения ниже адиабатической температуры, а иногда ниже того уровня, при котором начинается образование оксидов азота (1500K).

Пламя является типичной турбулентной средой. В неё подаются два реагента, которые очень трудно равномерно смешать между собой. В результате в пламени создаются зоны с разной стехиометрией.

В зонах со стехиометрическими или близкими к ним условиями, значение

температуры настолько высоко, что появляются условия для образования тепловых NOx.

С учётом опасности тепловых NOx следует предотвратить появление этих условий или максимально снизить сферу их действий. Неравномерность концентрации газовой смеси позволяют снизить: предварительное смешение газа с воздухом и стабилизация пламени. Это влечёт за собой снижение температуры пламени по всему объёму факела и приближение её к теоретически рассчитанному значению.

Дополнительный положительный эффект может дать равномерное распределение пламени. Лучше, если оно равномерно распределяется по широкой поверхности, не создавая маленьких язычков, внутри которых температура, как правило, более высока.

В качестве примера можно привести горелки с пористой поверхностью (из металла или керамики) или с волокнистой поверхностью, в которой имеются мельчайшие отверстия. Всё это необходимо для того, чтобы как можно аккуратнее смешать перед горением воздух и газ.

Несмотря на то, что в настоящий момент высокая стоимость и конструктивные ограничения препятствуют широкому внедрению этого метода, особенно для горелок большой мощности, он является очень многообещающим для значительного снижения выбросов NOx.

- ступенчатое сжигание

Оксиды азота образуются быстрее, когда соотношение топлива и поддерживающего горение воздуха приближается к стехиометрическому. Для того чтобы снизить скорость образования оксидов азота, можно создать систему горения использующую коэффициент избытка воздуха близкий к идеальному. Внутри факела этой системы должны присутствовать зоны с, сильно отличающимся от стехиометрического, соотношением топливо-воздух. Используя аэродинамические характеристики факела и распределение топлива можно создавать чередующиеся зоны с избытком и недостатком воздуха, поддерживая в общем условия близкие к стехиометрическим.

- рециркуляция продуктов горения

При растворении части дымовых газов в воздухе уменьшается содержание кислорода и понижается температура пламени: поэтому часть вырабатываемой в результате горения энергии немедленно передается инертным веществам, присутствующим в газообразном топливе.

Этот метод даёт очень хорошие результаты при работе с газообразным топливом: пропускаемые продукты горения и смесь поддерживающего горения воздуха и топлива легко смешиваются между собой.

В теплогенераторах малой мощности можно легко организовать рециркуляцию продуктов горения внутри камеры сгорания, благодаря особой конструкции головки горелки. Как правило, на рециркуляцию поступает довольно много продуктов горения (примерно 50%). Благодаря этому, смесь топлива и поддерживающего горение воздуха становится менее эффективной, а температура дымовых газов достаточно высокой (900 - 1000 К).

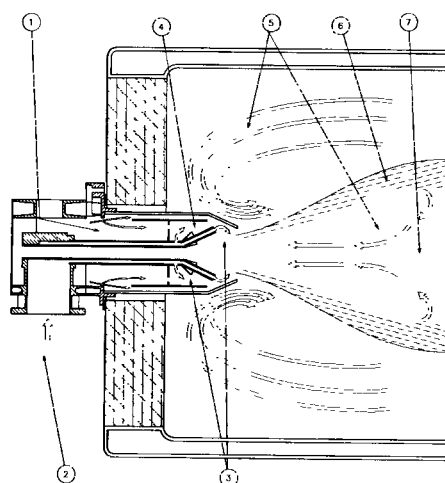


Рисунок 6 Функциональная схема процесса горения в газовой горелке - Голубое пламя

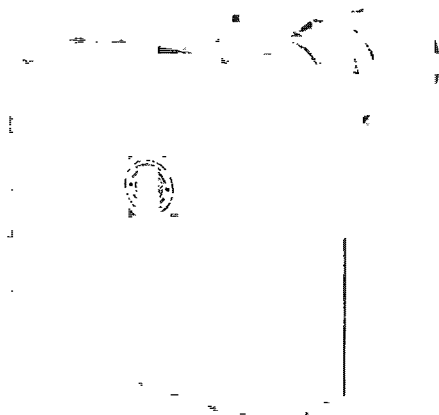
- 1 - Воздух для горения;
- 2 - Подача газообразного топлива;
- 3 - Струя газообразного топлива;
- 4 - Зона стабилизации пламени (горение при стехиометрических условиях);
- 5 - Рециркуляция продуктов горения;
- 6 - Горение вне стехиометрических условий - смесь воздуха для горения, газа и циркулирующими продуктами горения;
- 7 - "Холодная" зона пламени.

В теплогенераторах большой мощности, из-за большого сопротивления возникающего на головке горелки, сложно организовать подмес продуктов горения внутри камеры сгорания. Поэтому продукты горения подмешиваются в камеру сгорания из вне.

С помощью дополнительного вентилятора или с помощью вентилятора самой горелки часть продуктов горения забирается на выходе из теплогенератора и подаётся обратно в головку горелки для того, чтобы смешать с воздухом для горения.

Даже если при некоторых обстоятельствах рециркуляция газов внутри камеры сгорания может оказаться недостаточной для достижения очень низкого содержания NOx (данный случай относится к горелкам большой мощности), этот метод можно применять в сочетании со ступенчатым сжиганием, которое было описано выше.

Рисунок 7. Моноблочная горелка (дизельное топливо - низкое содержание NOx) серии BGK



1.4.2.2 Снижение уровня NOx при сжигании жидкого топлива

Основное различие между сжиганием газообразного топлива и сжиганием жидкого топлива, с точки зрения оксидов азота, состоит в том, что в последнем азот находится в виде азотсодержащих соединений. Азот является причиной образования оксидов NOx, которые дают значительный вклад в общее содержание NOx. Принципы образования **тепловых** и **быстрых** оксидов азота рассмотрены в предыдущем параграфе, приемлемы и для жидкотопливных горелок.

Что же касается **топливных** оксидов азота, то в восстановительной среде содержащийся в топливе азот, может переходить не во вредный NOx, а в простой и безопасный молекулярный азот N₂. Для этого в некоторых областях факела нужно создать богатые топливом зоны и условия для процесса восстановления. Например, в область горения сначала подается 80% от общего количества поддерживающего горение воздуха вместе со 100% топлива, а затем подаются оставшиеся 20% воздуха для горения (добавочный воздух).

Применительно к горелкам малой и средней мощности бытового и коммерческого назначения этот метод пока проходит этап тестирования. Все эти методы всё ещё находятся в стадии эксперимента на бытовых и коммерческих горелках. А в промышленных горелках эта технология уже вносит свой ценный вклад.

1.4.3 Угарный газ

Угарный газ (CO) - это безвкусный газ без цвета и запаха. Угарный газ плохо рассеивается - из-за плотности, близкой плотности воздуха.

Угарный газ токсичен, при вдыхании очень быстро вступает в реакцию с гемоглобином

крови, нарушая нормальный процесс окисления крови.

Физиологическое влияние на организм зависит от концентрации угарного газа в воздухе и от длительности воздействия на человека при данной концентрации.

На рис. 8 показано влияние угарного газа в зависимости от двух указанных выше параметров.

Угарный газ образуется в дымовых газах в результате неполного окисления углерода. Его присутствие в дымовых газах является признаком неполноты сгорания. Если не весь углерод, окислился до CO₂, то это означает, что не была произведена дополнительная теплота.

Угарный газ образуется в дымовых газах, когда горение происходит при недостаточном, по сравнению со стехиометрическим, количестве воздуха. Иными словами, - когда имеющегося в воздухе кислорода не хватает для реакции полного окисления углерода. Как правило, в системах отопления теплогенераторами выбрасывается в атмосферу незначительное количество угарного газа: процесс горения обычно протекает при избыточном, по сравнению со стехиометрическим процессом, количестве воздуха.

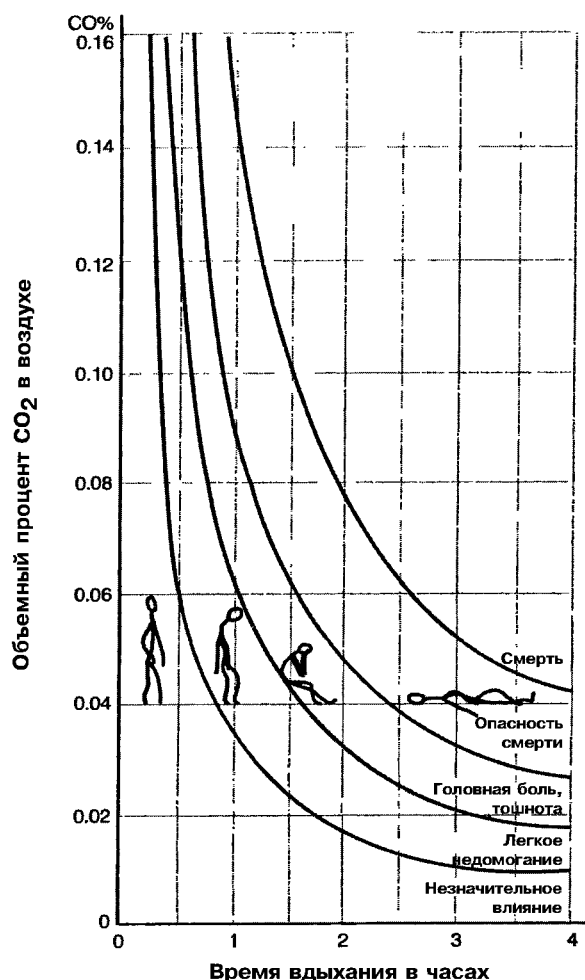


Рисунок 8. Влияние угарного газа

1.4.4 Общее содержание взвешенных частиц

В эту категорию загрязняющих веществ входят те выбросы, в которых присутствуют частицы инертных твердых веществ и металлов. Размер этих частиц меняется от минимального 0,01 микрон до максимального 500 микрон.

Частицы бывают органического и неорганического происхождения. Их можно разделить на три категории:

- Зола, включая неорганические, негорючие вещества (металлы и т.д.), попавшие в дымовые газы;
- Сажа, которая образуется из испарившихся, но не окислившихся остатков топлива;
- Пепел, состоящий из остатков топлива, которое было частично окислено, из-за того что сгорело до того как полностью испариться.

Самая мелкая фракция частиц называется сажей. Опасность, которую представляют собой частицы, обратно пропорциональна их размеру. Вред, как правило, наносится дыхательному тракту и лёгким.

На рис. 9 показано, на какую глубину могут проникать эти частицы в человеческий организм, в зависимости от их размера.

Кроме того, частицы могут переносить в лёгкие оксиды различных металлов (ванадий, никель и т.д.), которые образуются в результате горения.

Реальную угрозу представляют только частицы с эквивалентным диаметром менее 10 микрон: они достаточно легки, и остаются в воздухе в виде взвеси в течение нескольких часов.

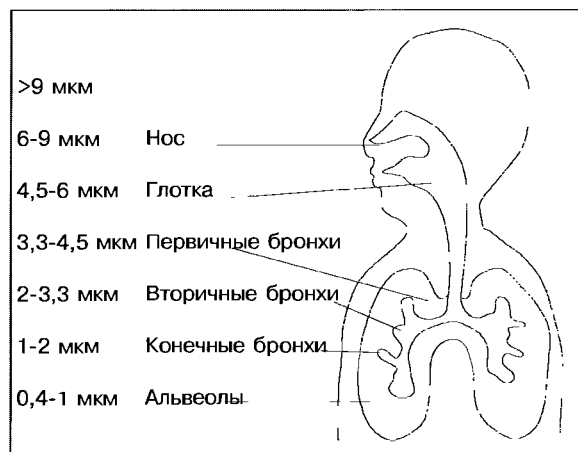
Выбросы оксидов металлов зависят от концентрации соответствующих металлов в топливе. В бытовых отопительных системах лучшим способом борьбы с ними является использование топлива со сниженным содержанием тяжелых металлов.

Сажа обычно образуется на особых участках поверхности факела, где мало кислорода или низкая температура. Для борьбы с ней надо обеспечить процессу горения равномерную температуру, хороший приток воздуха и турбулентность - чтобы топливо и кислород могли хорошо перемешиваться.

Пепел образуется, когда процесс распыления и испарения жидкого топлива в камере сгорания идет неправильно или ему препятствует слишком большая вязкость и низкая летучесть топлива.

Чтобы понизить вероятность образования этих компонентов, необходимо увеличить время их нахождения в камере сгорания и обеспечить топливо достаточным количеством кислорода.

Рисунок 9 Проникновение частиц в дыхательную систему



Максимально допустимая концентрация загрязняющих веществ в дымовых газах, как правило, законодательно закрепляется и может различаться для отдельных регионов и/или областей.

1.4.5 Комментарии к выбросу CO₂

Двуокись углерода CO₂ не рассматривалась в предыдущих параграфах, поскольку вместе с водяным паром является одним из основных продуктов горения любых углеводородов.

Накапливание двуокиси углерода в атмосфере является основной причиной явления, известного как "парниковый эффект". Скопившаяся двуокись углерода поглощает часть инфракрасного излучения, выделяемого землей в атмосферу, и таким образом задерживает теплоту. В результате этого явления на Земле постепенно увеличивается средняя температура, что ведет к катастрофическим последствиям.

Абсолютное количество двуокиси углерода образующееся при горении, зависит исключительно от количества углерода C в сжигаемом топливе. Чем выше в топливе соотношение C-H, тем большее количество двуокиси углерода образуется.

Как правило, при равном количестве произведенной энергии, жидкое топливо дает больше двуокиси углерода, чем газообразное.

В следующих разделах, посвященных процессам управления горением будет показано, что для достижения высокого КПД процентное содержание CO₂ должно быть максимально высоким.

При одной и той же произведенной энергии чем меньше содержание CO₂ в дымовых газах, тем менее эффективно работает система и, следовательно, тем больше топлива сжигается.

При этом надо помнить, если изменить процентное содержание CO_2 в дымовых газах по отношению к другим газам, общее количество CO_2 остается более или менее постоянным.

1.5 РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ

Для оптимального горения необходимо использовать большее количество воздуха, чем следует из теоретического расчёта химической реакции (стехиометрический воздух).

Это вызвано необходимостью окислить всё имеющееся в наличии топливо.

Разница между реальным количеством воздуха и стехиометрическим количеством воздуха называется избытком воздуха. Как правило, избыток воздуха находится в пределах от 5% до 50% в зависимости от типа топлива и горелки.

Обычно, чем труднее окислить топливо, тем большее количество избыточного воздуха требуется.

Избыточное количество воздуха не должно быть чрезмерным. Чрезмерное количество подаваемого воздуха для горения снижает температуру дымовых газов и увеличивает тепловые потери теплогенератора. Кроме того, при определённом предельном количестве избыточного воздуха, факел слишком сильно охлаждается и начинают образовываться CO и сажа. И наоборот, недостаточное количество воздуха вызывает неполное сгорание и те же самые проблемы, указанные выше. Поэтому, чтобы обеспечить полное сгорание топлива и высокую эффективность горения количество избыточного воздуха должно быть очень точно отрегулировано.

Полнота и эффективность сгорания проверяются измерениями концентрации угарного газа CO в дымовых газах. Если угарного газа нет, значит сгорание произошло полностью.

Косвенно уровень избыточного воздуха можно рассчитать, измеряя концентрацию свободного кислорода O_2 и/или двуокиси углерода CO_2 в дымовых газах.

Количество воздуха будет примерно в 5 раз больше, чем измеренное количество углерода в объёмных процентах.

Что касается CO_2 , то его количество в дымовых газах зависит только от количества углерода в топливе, а не от количества избыточного воздуха. Его абсолютное количество будет постоянным, а процент от объёма будет изменяться в зависимости от количества избыточного воздуха, находящегося

в дымовых газах. При отсутствии избыточного воздуха количество CO_2 будет максимальным, при увеличении количества избыточного воздуха, объёмный процент CO_2 в дымовых газах понижается. Меньшее количество избыточного воздуха соответствует большему количеству CO_2 и наоборот, поэтому горение идет более эффективно, когда количество CO_2 близко к своему максимальному значению.

Состав дымовых газов можно отобразить на простом графике с помощью "треугольника горения" или треугольника Оствальда, который строится для каждого типа топлива.

С помощью этого графика, зная процентное содержание CO_2 и O_2 мы можем определить содержание CO и количество избыточного воздуха.

В качестве примера на рис. 10 приведен треугольник горения для метана.

По оси X указано процентное содержание O_2 , по оси Y указано процентное содержание CO_2 . гипотенуза идет от точки А, соответствующей максимальному содержанию CO_2 (в зависимости от топлива) при нулевом содержании O_2 , до точки В, соответствующей нулевому содержанию CO_2 и максимальному содержанию O_2 (21%). Точка А соответствует условиям стехиометрического горения, точка В - отсутствию горения. Гипотенуза - это множество точек, соответствующих идеальному горению без CO .

Прямые линии, параллельные гипотенузе, соответствуют различному процентному содержанию CO .

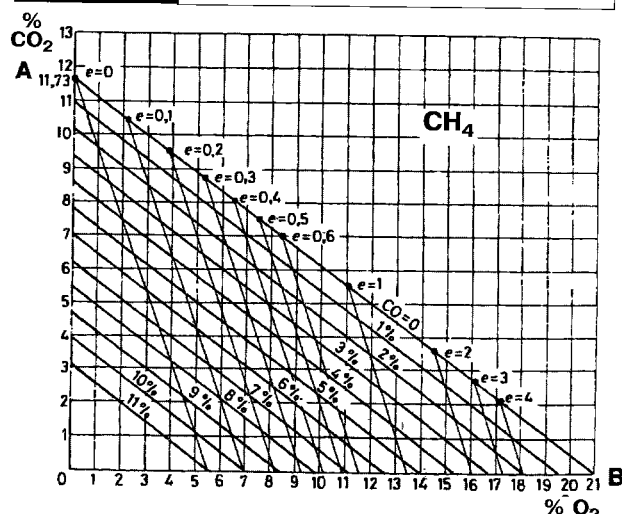
Предположим, что наша система работает на метане и анализ дымовых газов показал, что содержание CO_2 составляет 10%, а содержание O_2 составляет 3%. Из треугольника для газа метана мы находим, что содержание CO равно 0, а содержание избыточного воздуха равно 15%.

В таблице 5 показано максимальное содержание CO_2 для разных видов топлива и

Топливо	Макс. CO_2 в % от объёма	Рекомендуемый CO_2 , %	Избыточный воздух, %
Метан	11,65	9,8 - 11	20 - 8
Сжиженный нефтяной газ	13,74	11,5 - 12,8	20 - 10
Горючий газ	10,03	8,2 - 9	20 - 10

Таблица 5 Максимальное рекомендуемое содержание CO_2 для разных видов топлива

Рисунок 10 Треугольник горения для метана



значение, которое соответствует оптимальному горению. Это значение рекомендованное и рассчитано на основе опыта. Следует отметить, что когда из центральной колонки берётся максимальное значение необходимо произвести измерение выбросов, по процедуре описанной в главе 4.3.

Для систем, работающих на жидком топливе, необходимо измерить сажевое число по методу Бахараха. Этот метод состоит в том, что некоторый объём дымовых газов, отбираемый маленьким насосом, пропускается через фильтр в виде абсорбирующей бумаги. Та сторона фильтра, что обращена к газам, сереет или чернеет. Цвет зависит от количества сажи. Цвет сравнивается с опытной шкалой, состоящей из 10 закрашенных дисков, оттенки которых меняются от 0 (белый цвет) до 9 (чёрный цвет). Номер шкалы, который совпадает с цветом фильтра и является сажевым числом по Бахараху.

Предельно допустимое значение этого параметра определяется государственным законодательством и зависит от типа жидкого топлива.

Для того, чтобы определить, какие или сколько частиц, входят в состав дымовых газов, используют два основных метода измерений:

- гравиметрический;
- измерение коэффициента отражения.

При гравиметрическом методе взвешенные в дымовых газах частицы собираются на специальных фильтрах, а затем взвешиваются. Берётся разница между весом фильтра до анализа и после.

При измерении коэффициента отражения определяется условный коэффициент (чёрный эквивалентный дым), на основании измеряемой рефлектометром светопоглощающей способности частичек, собранных на фильтре.

1.5.1 КПД горения

КПД горения - это соотношение между тепловой энергией, выделенной в результате горения и первичной энергией, затраченной на горение.

$$\eta = \frac{\text{Энергия, выделенная при горении}}{\text{Затраченная первичная энергия}} \cdot 100(\%)$$

Первичная энергия равняется количеству использованного топлива, умноженное на его теплотворную способность. В параграфе 1.3 было определено два значения теплотворной способности: высшая теплотворная способность и низшая теплотворная способность. Поэтому когда определяется полнота сгорания, следует указывать, на какое из двух значений происходит ссылка.

Разница между затраченной первичной энергией и энергией, полученной при горении, равна тепловой энергии, содержащейся в дымовых газах. Коэффициент полезного действия η теплогенератора можно рассчитать по следующей формуле:

$$\eta = 100 - P_s [\%]$$

где

η - КПД теплогенератора;

P_s - потери теплоты с дымовыми газами.

Для определения потери теплоты с дымовыми газами используют следующую формулу:

$$P_s = \left(\frac{A_2}{CO_2} + B \right) \cdot (T_f - T_a)$$

если известна концентрация углекислого газа в дымовых газах, или:

$$P_s = \left(\frac{A_1}{21 - O_2} + B \right) \cdot (T_f - T_a)$$

Топливо	A_1	A_2	B
Метан	0,66	0,38	0,010
Сжиженный нефтяной газ	0,63	0,42	0,008
Дизельно-тепловое	0,61	0,50	0,007

Таблица 6 Коэффициенты для расчета КПД горения

если известна концентрация свободного кислорода в дымовых газах.

Где:

P_S - потери теплоты с дымовыми газами [%];

T_f - температура дымовых газов (°C);

T_a - температура воздуха, участвующего в горении (°C);

O_2 - концентрация кислорода в сухих дымовых газах [%];

CO_2 - концентрация углекислого газа в сухих дымовых газах [%];

A_1 , A_2 и B - эмпирические коэффициенты, которые приведены в таблице 6.

1.5.2 Единицы измерения выбросов продуктов горения

Нормативная документация различных стран предусматривает ограничения по количеству выбросов продуктов горения, которые выражаются в разных единицах измерения. Обычно используются ppm, мг/Нм³ или мг/кВт·час. При этом количество свободного кислорода в продуктах горения составляет от 0% до 3%.

Можно перевести ppm в мг/Нм³ с помощью уравнения состояния идеального газа, изменённого соответствующим образом:

$$1 \text{ ppm} = \frac{P}{R \cdot T} \cdot (PM) [\text{мг/Нм}^3]$$

где:

p - давление = 1 атмосфера при нормальных условиях

R - газовая постоянная = 0,082;

T - температура = 273K при нормальных условиях;

PM - молекулярный вес.

Результаты, полученные при использовании вышеприведённого уравнения для некоторых вредных выбросов.

Если процентное содержание свободного кислорода в дымовых газах отличается от стандартного содержания в пределах от 0% до

Вещество	ppm	мг/Нм³
CO	1	1,25
NO	1	1,34
NO ₂ (NOx)	1	2,05
SO ₂		

Таблица 7. Коэффициенты перевода из ppm в мг/Нм³ для некоторых вредных выбросов

3%, то измеренное значение выбросов E можно преобразовать (независимо от единиц измерения) в величину, эквивалентную стандартному содержанию кислорода, по следующей формуле:

$$E_{3\%O_2} = E_{\text{измеренное}} \cdot \frac{18}{21 - \%O_2 \text{ дымовых газов}}$$

$$E_{0\%O_2} = E_{\text{измеренное}} \cdot \frac{21}{21 - \%O_2 \text{ дымовых газов}}$$

Если известно содержание CO_2 в дымовых газах, то можно использовать следующие формулы:

$$E_{3\%O_2} = E_{\text{измеренное}} \cdot \frac{\%CO_2 \text{ макс. при } 0\% O_2}{CO_2 \text{ дымовых газов}}$$

$$E_{0\%O_2} = E_{\text{измеренное}} \cdot \frac{\%CO_2 \text{ макс. при } 3\% O_2}{CO_2 \text{ дымовых газов}}$$

Величину максимальной концентрации CO_2 в процентах для разных видов топлива можно взять из таблицы 8:

Топливо	CO_2 макс. при 0% O_2 [%]	CO_2 макс. при 3% O_2 [%]
Метан	11,65	10
Сжиженный нефтяной газ	13,74	11,77
Горючий газ	10,03	8,6
Д	1	

Таблица 8. Максимальное значение CO_2 ($O_2=0\%$ и $O_2=3\%$) для различных видов топлива

Сделав анализ продуктов горения можно перевести замеренные значения из ppm в мг/Нм³, а затем сравнить его с аналогичным значением при 0% или 3% кислорода.

Преобразование из ppm в мг/кВт·час зависит от типа используемого топлива и с достаточной точностью приближения можно использовать следующие формулы:

Метан (100% CH_4):

NO_x : 1 ppm_{3%O₂} = 2,052 мг/кВт·час

CO : 1 ppm_{3%O₂} = 1,248 мг/кВт·час

Дизельное топливо (низшая теплотворная способность = 11,86 кВт·ч/кг):

NO_x : 1 ppm_{3%O₂} = 2,116 мг/кВт·час

CO : 1 ppm_{3%O₂} = 1,286 мг/кВт·час

ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ ГОРЕЛКИ

2.1 ВСТУПЛЕНИЕ

"Горелка" это устройство предназначенное для сжигания различных видов топлива в максимально близких к идеальному горению условиям, устанавливаемое на различное оборудование теплотехнического назначения. Через горелку в камеру сгорания теплогенератора подается топливо и воздух необходимый для горения. В головке горелки происходит образование топливо-воздушной смеси и последующее ее воспламенение.

Как правило, вентиляторные горелки состоят из нескольких основных элементов:

- Головка горелки обеспечивает подачу и оптимальное смешивание топлива и воздуха перед сжиганием, а также придает факелу оптимальную форму;
- Система подачи воздуха для горения включает в себя вентилятор и все необходимые воздуховоды для подачи воздуха к головке горелки;
- Система подачи топлива включает в себя все необходимые компоненты для регулирования расхода топлива и обеспечения безопасности всей системы горения;
- Электрика и элементы управления необходимы для воспламенения топлива, обеспечения безопасности эксплуатации, электропитания двигателей и регулирования тепловой мощности.

Вентиляторные горелки могут использовать разные виды газообразного топлива (природный газ, сжиженный нефтяной газ, городской газ) и жидкого топлива (дизельное топливо, мазут). Вентиляторные горелки,

которые используют топливо только одного вида (либо жидкое, либо газообразное) называются "ОДНОТОПЛИВНЫЕ". Вентиляторные горелки, использующие и тот и другой вид топлива, называются "КОМБИНИРОВАННЫЕ". Таким образом, существуют три типа горелок:

- газовые - могут использовать только газообразное топливо;
- жидкотопливные - могут использовать только жидкое топливо;
- комбинированные - работающие и на жидком и на газообразном топливе.

В горелках **моноблочного** типа вентилятор и топливный насос (для жидкотопливных горелок) встроены в горелку.

В горелках **блочного** типа вентилятор, насос и/или другие основные части горелки отделены от основного корпуса (головки).

Моноблочные горелки, как правило, применяются там, где требуется мощность до нескольких МВт.

Если требуется более высокая мощность или есть ограничения по специфическому применению в промышленных процессах, рекомендуется применять блочные горелки.

По типу регулировки мощности вентиляторные горелки можно классифицировать следующим образом:

- одноступенчатые горелки;
- многоступенчатые горелки;
- горелки с плавным регулированием (модуляционные);

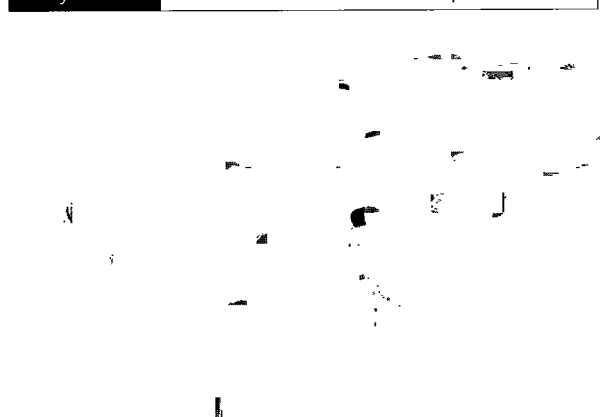
Одноступенчатые горелки имеют производительность, которая может принимать только одно значение, подача топлива не изменяется, а горелка может быть либо включена, либо выключена (ВКЛ - ВЫКЛ).

Многоступенчатые горелки, (как правило, двухступенчатые или трехступенчатые), могут работать либо с производительностью, уменьшенной в два или несколько раз, либо на максимальной мощности (ВЫКЛ - НИЗШАЯ - МАКСИМАЛЬНАЯ или ВЫКЛ - НИЗШАЯ - СРЕДНЯЯ - МАКСИМАЛЬНАЯ). Переключение с одной ступени на другую может происходить автоматически или осуществляться вручную.

Существуют также модели двухступенчатых горелок, которые называются прогрессивными двухступенчатыми. В них переключение с одной ступени на другую происходит не ступенчато, а плавно.

При подключении к таким горелкам электронного блока управления (модулятора)

Рисунок 11 Газовая моноблочная горелка



они получают возможность работать в модуляционном режиме.

Вырабатываемая горелкой мощность изменяется автоматически от минимального до максимального значения, в зависимости от мощности, запрашиваемой системой потребления тепла. В качестве устройства, определяющего потребность системы в тепловой мощности, используются датчик температуры (для водогрейных котлов, генераторов тёплого воздуха и т. д.) или датчик давления (для паровых котлов).

На рис. 12 показаны диаграммы работы различных типов горелок.

Имеющиеся в данный момент на рынке вентиляторные горелки могут использоваться в паре с теплогенераторами, **работающими под наддувом, без наддува, а также с небольшим разрежением в камере сгорания.**

На рис. 13 показана конфигурация **моноблочной двухступенчатой дизельной горелки, моноблочной газовой горелки с плавным регулированием и блочной комбинированной** (газ и жидкое топливо) **горелки.**

В **блочных** горелках вентилятор и некоторые элементы, предназначенные для подачи

топлива, отделены от основного корпуса горелки, но их функции при этом не изменяются. В данном пособии и моноблочные горелки и блочные горелки, за исключением некоторых технических аспектов, рассматриваются вместе.

2.2 РАБОЧИЙ ДИАПАЗОН ГОРЕЛКИ

Рабочий диапазон вентиляторных горелок - это область графика в декартовых координатах, на котором по оси Y указывается давление в камере сгорания, а по оси X - тепловая мощность горелки. Внутри данной области находятся точки, отражающие рабочие условия, при которых горелка обеспечивает горение, соответствующее теплотехническим требованиям. Этот диапазон строится на основании экспериментальных данных.

На рис. 14 показаны рабочие диапазоны некоторых моделей комбинированных моноблочных горелок.

Часто на одном графике изображают рабочий диапазон не одной горелки, а целого модельного ряда, - в нашем случае это семейство RLS.

Мощность может выражаться в **кВт** или в **кг/час** сжигаемого топлива (для жидкотопливных горелок), а давление может измеряться либо в **мбар**, либо в **Па**

Рабочий диапазон рассчитывается в результате испытаний на специальных тестовых котлах в соответствии с методами, предусмотренными европейским законодательством, а именно:

- стандарт EN 267 для горелок на жидком топливе;
- стандарт EN 676 для горелок на газообразном топливе.

Эти стандарты определяют размеры испытательной камеры сгорания. На рис. 15 показан график с размерами испытательной камеры сгорания для вентиляторных жидкотопливных или газовых горелок. **Если горелка предназначена для работы в камере сгорания, размеры которой значительно отличаются от указанных, рекомендуется предварительно провести испытания.**

Рабочий диапазон определяют опытным путем при заданных значениях атмосферного давления и температуры воздуха, поддерживающего горение. Все графики рабочего диапазона должны сопровождаться пояснением, для какой температуры и давления они получены. Как правило, давление равно 1000 ⁽¹⁾ мбар (100 метров над уровнем моря), а температура воздуха для горения - 20°C.

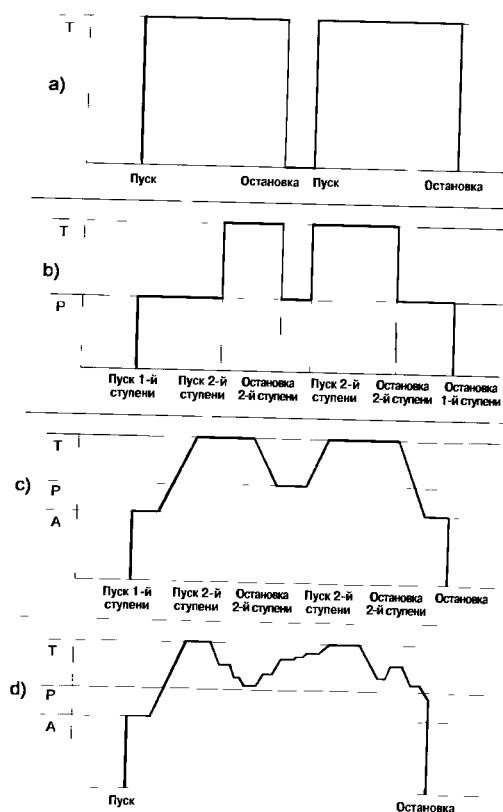
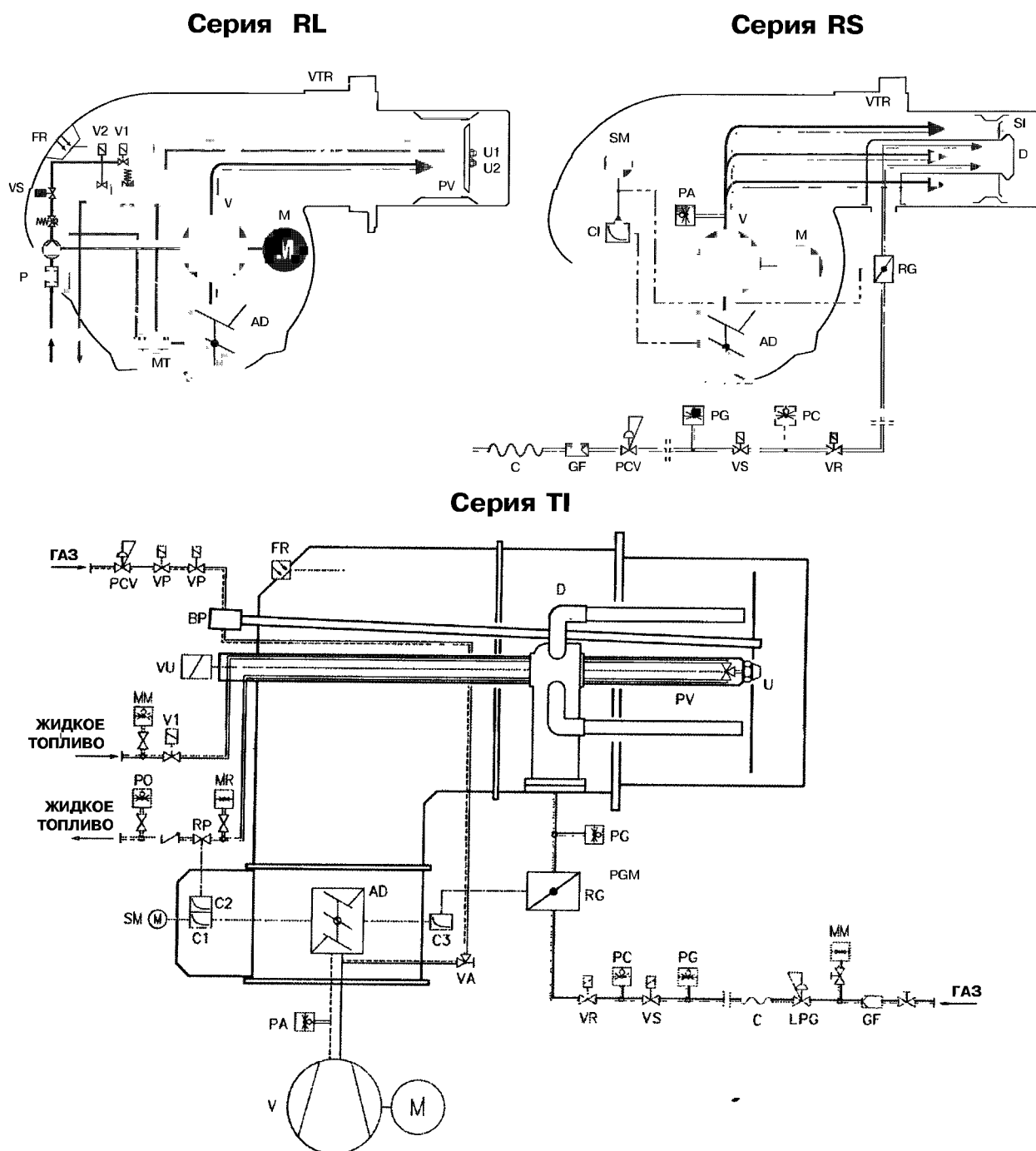


Рисунок 12 Варианты режимов работы горелок
 а) одноступенчатая; б) двухступенчатая;
 в) прогрессивная двухступенчатая;
 г) модуляционная

(1) Нормальное давление на высоте 100 метров над уровнем моря

Рисунок 13 Схема двух моноблочных горелок (модели RL и RS) и блочной горелки (TI)



FR	фоторезистор		клапанов		регулирования подачи жидкого
V1,V2	клапаны подачи топлива	C	антивибрационная вставка		топлива
PV	держатель форсунки	PCV	стабилизатор давления газа	C3	эксцентрик плавного
AD	воздушная заслонка	PG	реле минимального давления газа		регулирования подачи
M	эл. двигатель вентилятора и топливного насоса	PGM	реле максимального давления газа		газообразного топлива
P	насос с топливным фильтром и регулятором давления	RG	регулятор расхода газа (дроссельная заслонка)	D	подпорная шайба
MT	двухступенчатый гидравлический цилиндр	C1	эксцентрик плавного регулирования подачи воздуха	LPG	редуктор высокого давления газа
V	вентилятор	SM	серводвигатель эксцентриков	MM	манометр на подаче топлива
VS	предохранительный эл. маг. закорный клапан	VR	регулирующий газовый клапан	MR	манометр на обратном трубопроводе топлива
VTR	винт регулировки головки горелки	RP	регулятор давления жидкого топлива	PO	реле максимального давления топлива
U, U1, U2	форсунки	VA	регулирующий клапан подачи воздуха на запальную горелку	SI	датчик ионизации
GF	газовый фильтр		воздуха на запальную горелку	VP	эл. магн. запорные клапаны
PA	реле давления воздуха	BP	растопочная (пилотная) горелка	VU	предохранительный клапан форсунок
PC	блок контроля герметичности	C2	эксцентрик плавного		

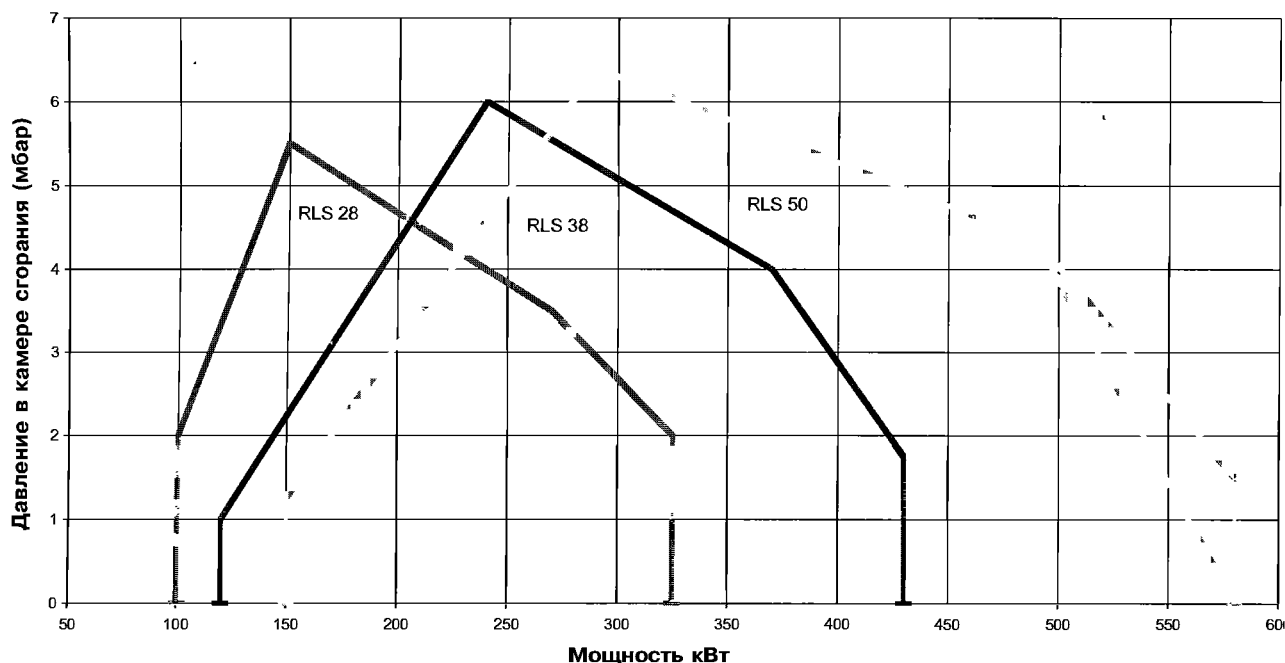


Рисунок 14 Рабочий диапазон комбинированных горелок моделей RLS.

Если рабочие условия значительно отличаются от тестовых, необходимо внести некоторые поправки (см. раздел 3 данного пособия).

Горелку необходимо подбирать таким образом, чтобы максимальная нагрузка попала в рабочий диапазон данной горелки. Рабочая точка находится на пересечении вертикальной линии, соответствующей требуемой мощности и горизонтальной линии, соответствующей давлению в камере сгорания.

Точка пересечения этих двух линий и есть рабочая точка системы, включающей горелку и теплогенератор.

После того, как одноступенчатая горелка выбрана, рабочая точка может перемещаться как угодно внутри рабочего диапазона данной горелки.

У двухступенчатых горелок рабочий диапазон разделён на две части, правую (зона А) и левую (зона В), вертикальной линией, исходящей из точки соответствующей максимальному напору вентилятора горелки, как показано на рис. 16.

Рабочую точку, соответствующую максимальной производительности и, следовательно, работе на 2-й ступени, необходимо выбирать в зоне А. Зона А показывает максимальную производительность горелки в зависимости от давления в камере сгорания.

Мощность на первой ступени необходимо выбирать внутри диапазона MIN/MAX мощности, указанного в технической документации на горелку. Обычно эта точка находится в зоне В. Тем не менее, в некоторых случаях (например когда требуется использовать двухступенчатую горелку для бойлера ГВС), рекомендуется снижать мощность не более чем до 60 - 65% от максимальной мощности на первой ступени. Во избежание проблем с конденсацией рекомендуется также поддерживать температуру дымовых газов в пределах 170 - 180°C при максимальной мощности и 140°C при работе на 65% от мощности.

Прогрессивные или модуляционные двухступенчатые горелки подбираются также, как и двухступенчатые. В горелках с главной

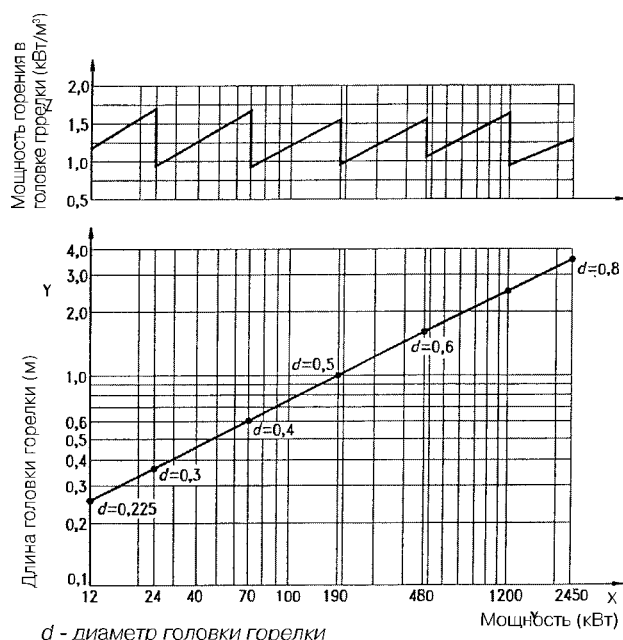


Рисунок 15 Испытательная камера сгорания для горелок

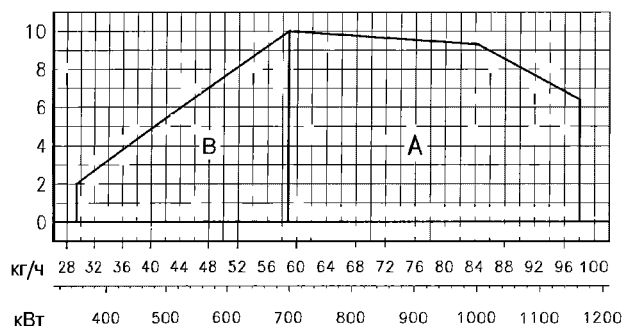


Рисунок 16 Рабочий диапазон комбинированной двухступенчатой горелки RLS100, работающей на газе и дизельном топливе

регулировкой (модуляционных) чем ближе находится рабочая точка к максимальному пределу рабочего диапазона, тем лучше осуществляется функция модуляции. Функция модуляции "работает" в диапазоне между максимальной и минимальной мощностью горелки, которые соотносятся друг с другом в разной пропорции (например, 3:1 или 5:1)

В декартовых координатах рабочий диапазон можно изобразить только для моноблочных вентиляторных горелок, где подбор вентилятора и горелки осуществляется производителем. Для блочных горелок ситуация иная: подбор головки горелки и вентилятора находится в компетенции инженера-проектировщика. В этом случае рабочий диапазон можно использовать только

для головки горелки, и он определяется в зависимости от максимального и минимального расхода топлива, который допустим для данной горелки.

В качестве примера на рис. 17 показаны рабочие диапазоны для головок горелок серии TI. Тёмная область обозначает оптимальный выбор, рекомендуемый производителем.

Выбор головки горелки должен зависеть только от мощности и от температуры воздуха, поддерживающего горение.

2.3 ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА И УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ГОРЕЛОК

Горелка - это только один из компонентов большой и сложной системы производства тепла. Перед тем, как перейти к описанию отдельных частей системы, рассмотрим типовые схемы горелок для различных видов топлива, вариантов регулирования тепловой нагрузки и систем оптимизации подачи топлива.

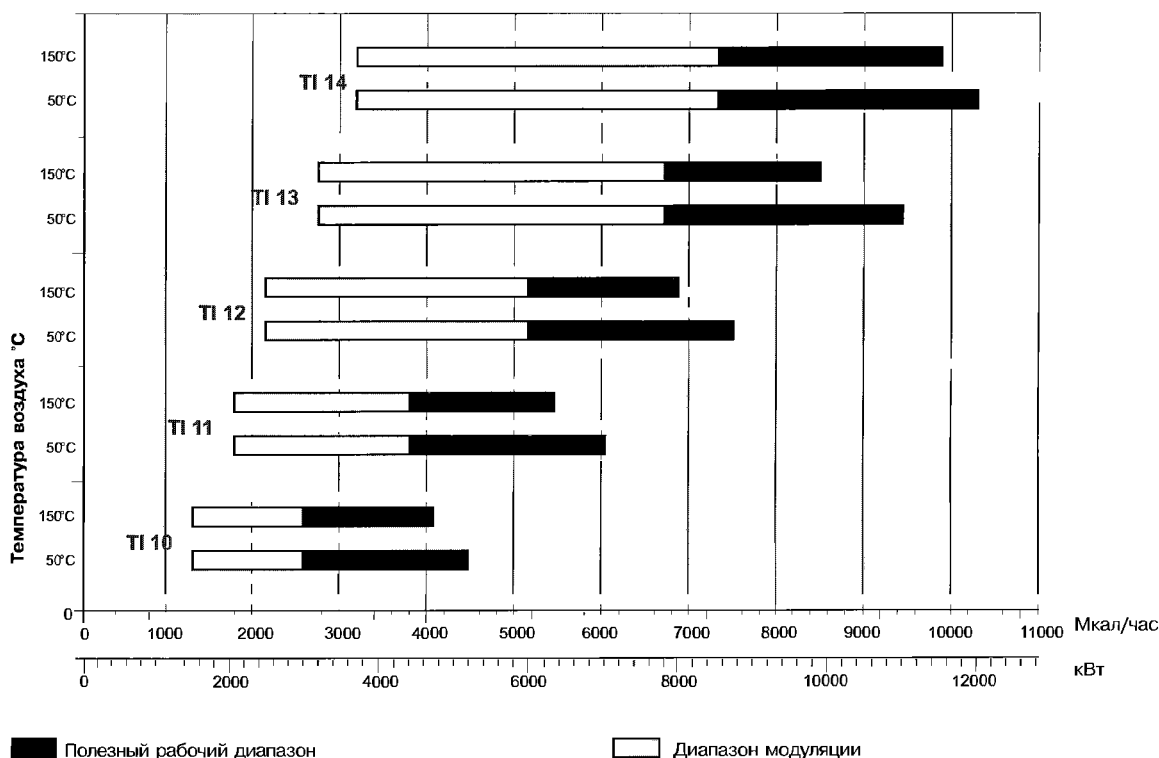


Рисунок 17 Рабочий диапазон для головок горелок серии TI

2.3.1 Схемы газовых горелок

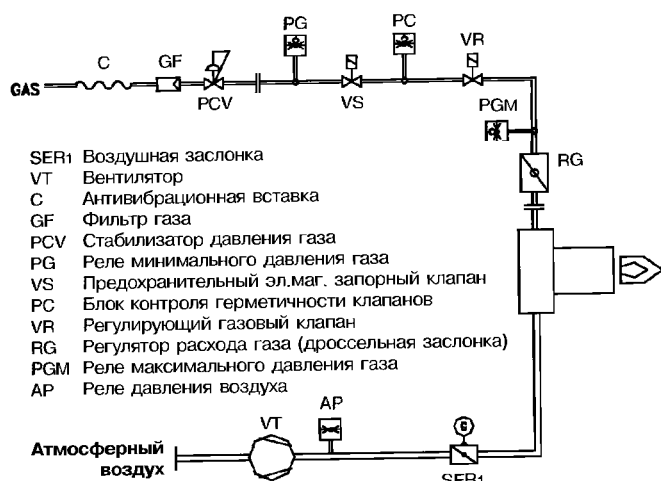


Рисунок 18 Подача газа - контур низкого давления

2.3.2 Схема горелок, работающих на жидком топливе низкой вязкости (< 6 сСт) - дизельное топливо

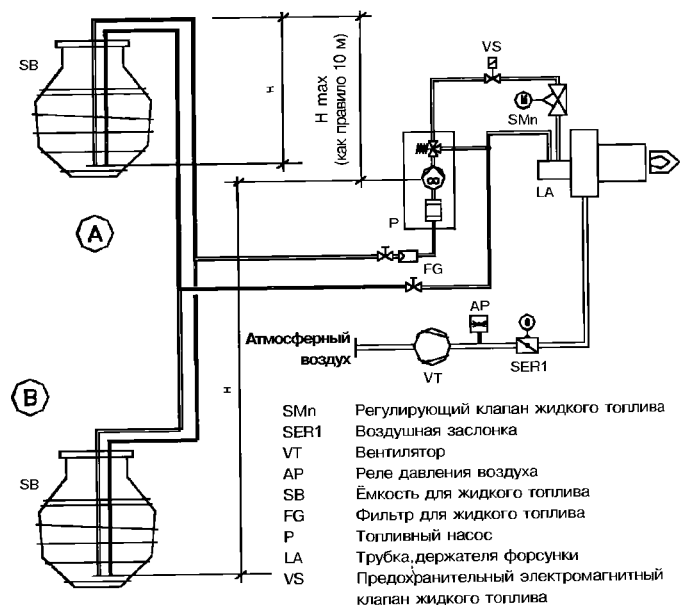


Рисунок 20 А - система топливоподачи через верх (топливная ёмкость расположена выше горелки); В - забор топлива из ёмкости, расположенной ниже горелки

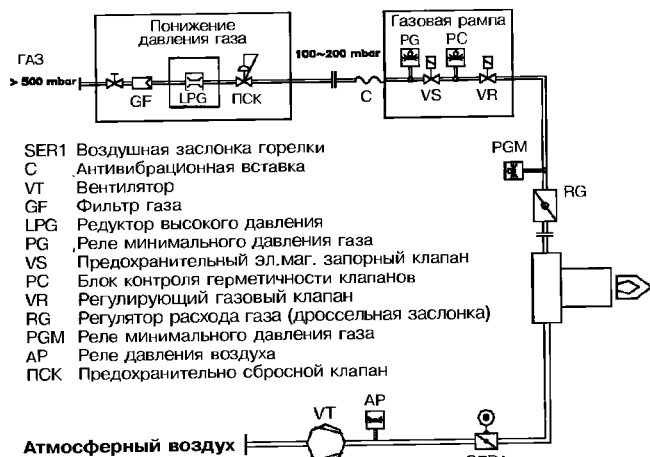


Рисунок 19 Подача газа - контур высокого давления

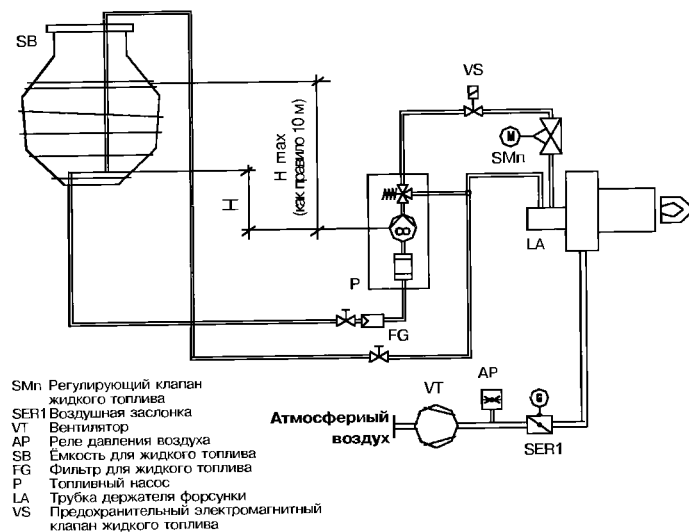


Рисунок 21 Самотёчная система топливоподачи (топливная ёмкость расположена выше горелки)

- SMn Регулирующий клапан жидкого топлива
SER1 Воздушная заслонка
VT Вентилятор горелки
AP Реле давления воздуха
SB Ёмкость для жидкого топлива
FG Фильтр для жидкого топлива
P Топливный насос
LA Трубка держателя форсунки
VS Предохранительный электромагнитный клапан жидкого топлива
P2 Топливный насос для промежуточного контура
MM Манометр давления топлива

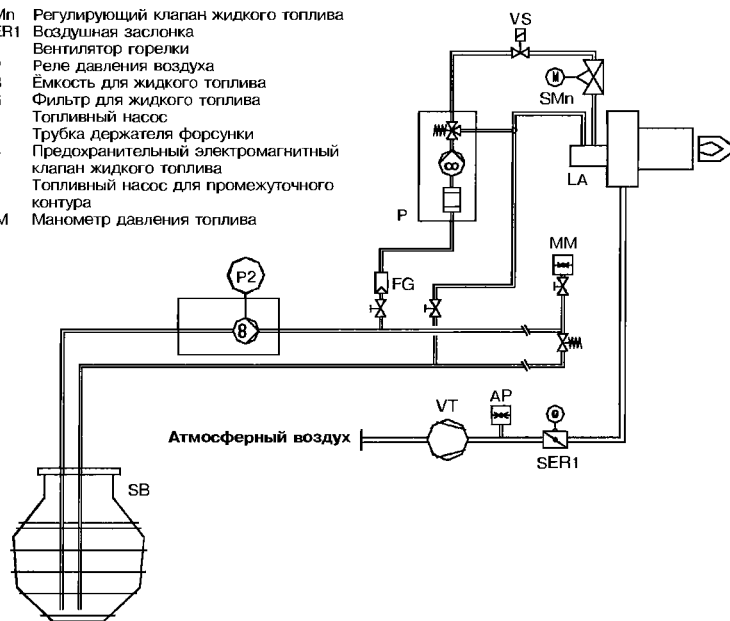


Рисунок 22 Система топливopодачи с промежуточным кольцевым контуром

2.3.3 Схема горелок, работающих на жидком топливе высокой вязкости (> 6 сСт)- мазут

- BR Блочная горелка
BR1 Моноблочная горелка
B Дегазатор
F Фильтр топлива, степень фильтрации 300 микрон
MM Манометр давления топлива
P(MP) Насосный агрегат транспортного контура
P1(MP) Насосный агрегат вторичного контура
P2(MP) Насосный агрегат основного контура
PS Подогреватель топлива
RS1 ТЭН насоса
RS2 ТЭН подогрева топлива в ёмкости
SB Ёмкость для топлива
SB2 Рабочий бак

- T Термометр
TF Топливный шланг
TP Датчик температуры
TM Реле максимального давления топлива
VC Сливной кран
VT Вентилятор
VR Регулятор давления в основном контуре
VS Предохранительный клапан подогревателя
VGZ Предохранительный клапан
VG Сдвоенные вентили
— Трубопровод для перекачивания мазута с проложенным вдоль него греющим электрическим кабелем

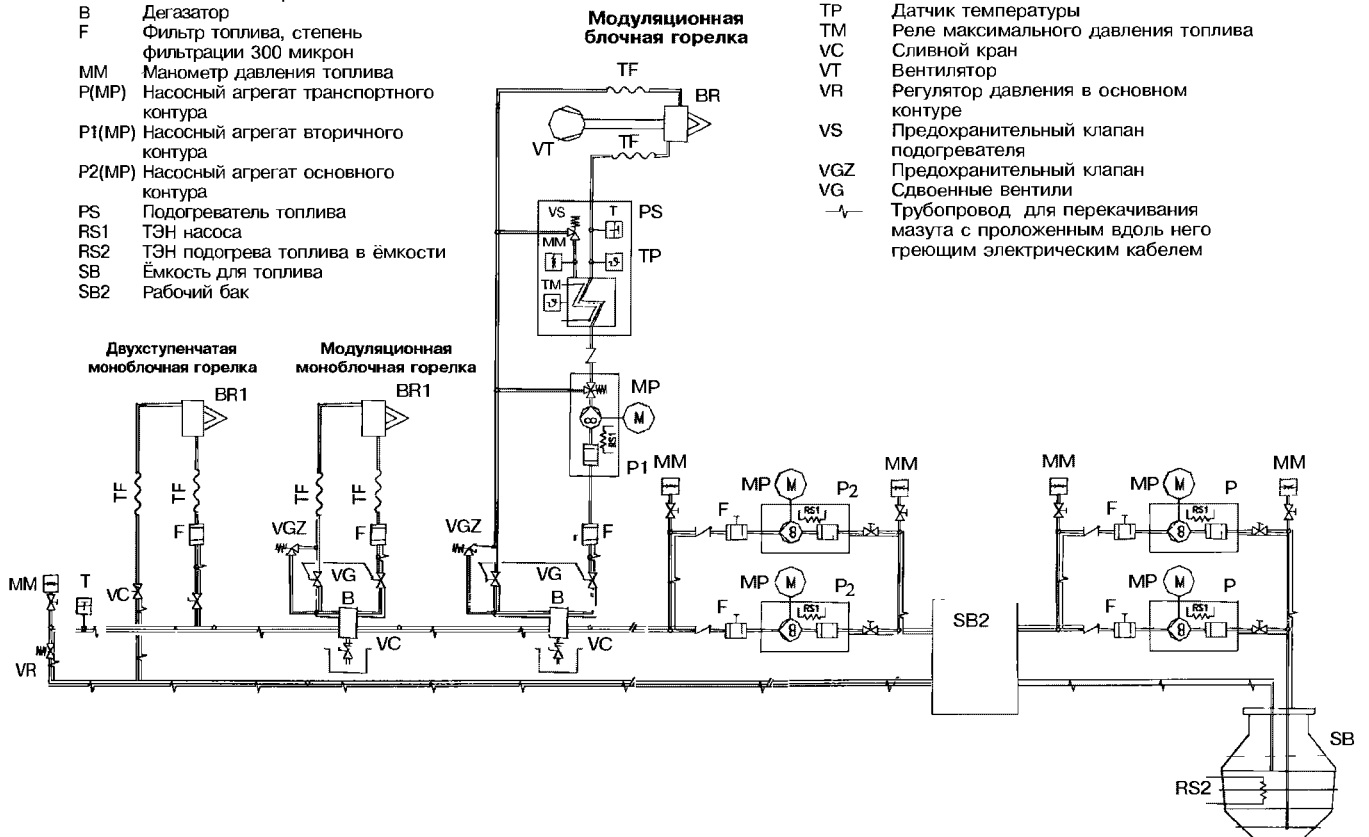


Рисунок 23 Топливная система для многоступенчатых и модуляционных горелок с рабочим баком

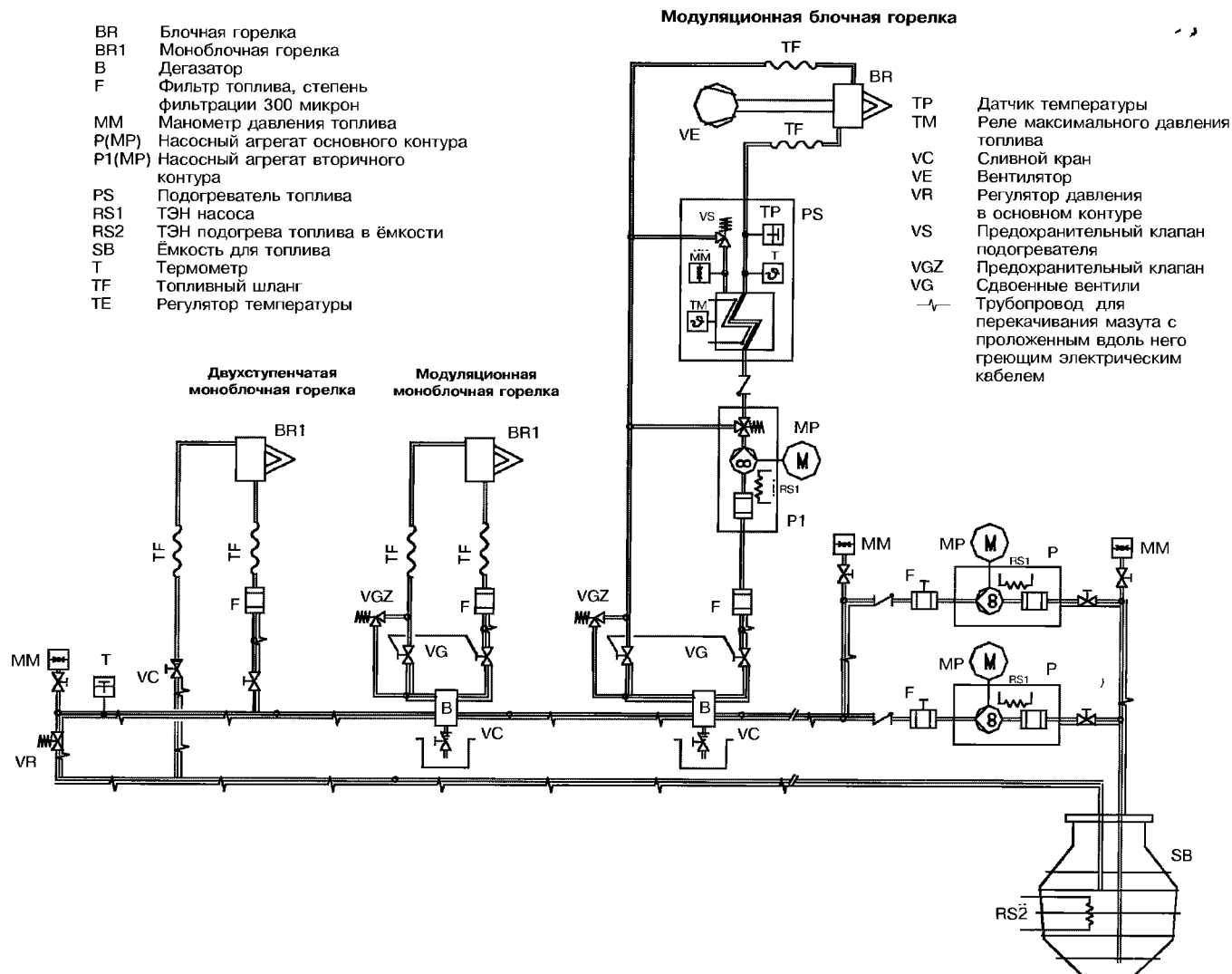


Рисунок 24 Кольцевая система для многоступенчатых и модуляционных горелок без рабочего бака

2.3.4 Схема теплогенератора с одноступенчатой горелкой

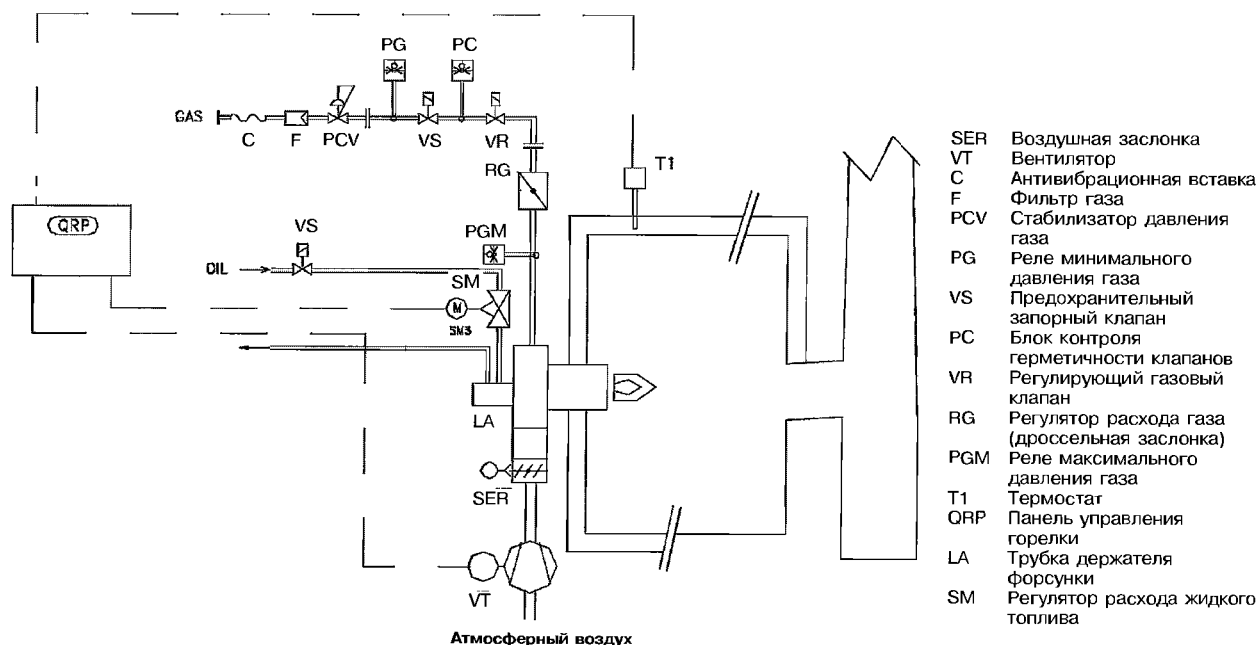


Рисунок 25 Схема подключения компонентов и элементов управления одноступенчатой горелки

2.3.5 Схема теплогенератора с двухступенчатой горелкой

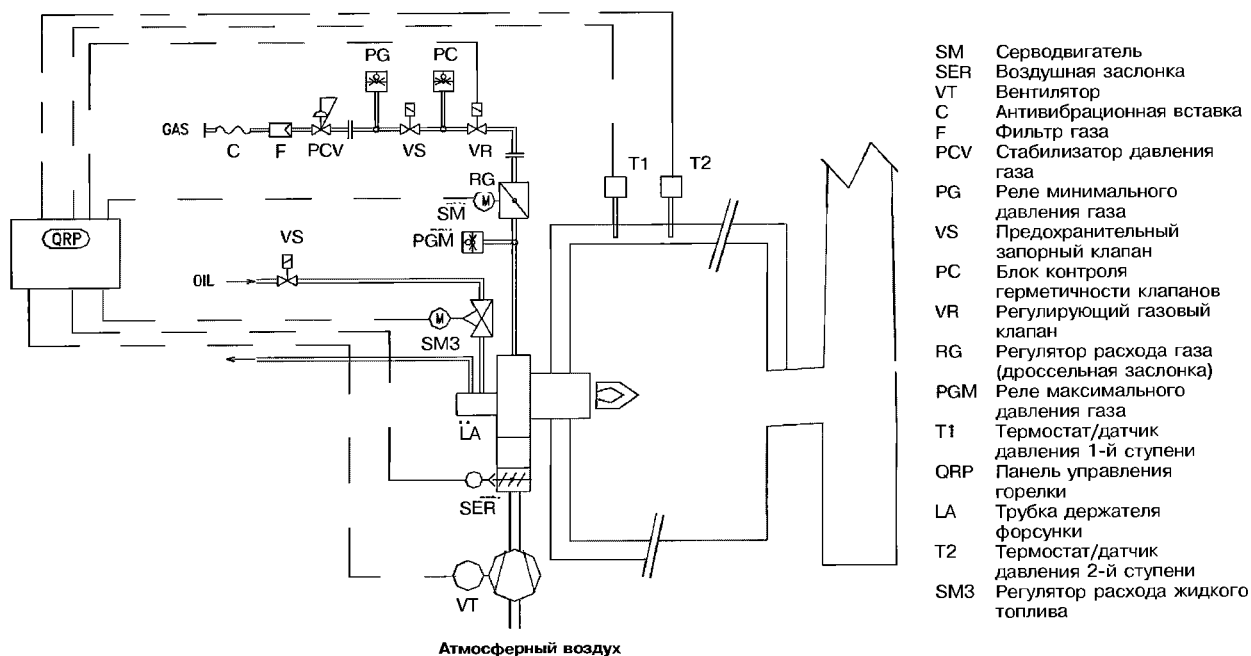


Рисунок 26 Схема подключения компонентов и элементов управления двухступенчатой горелки

2.3.6 Схема теплогенератора с модуляционной горелкой

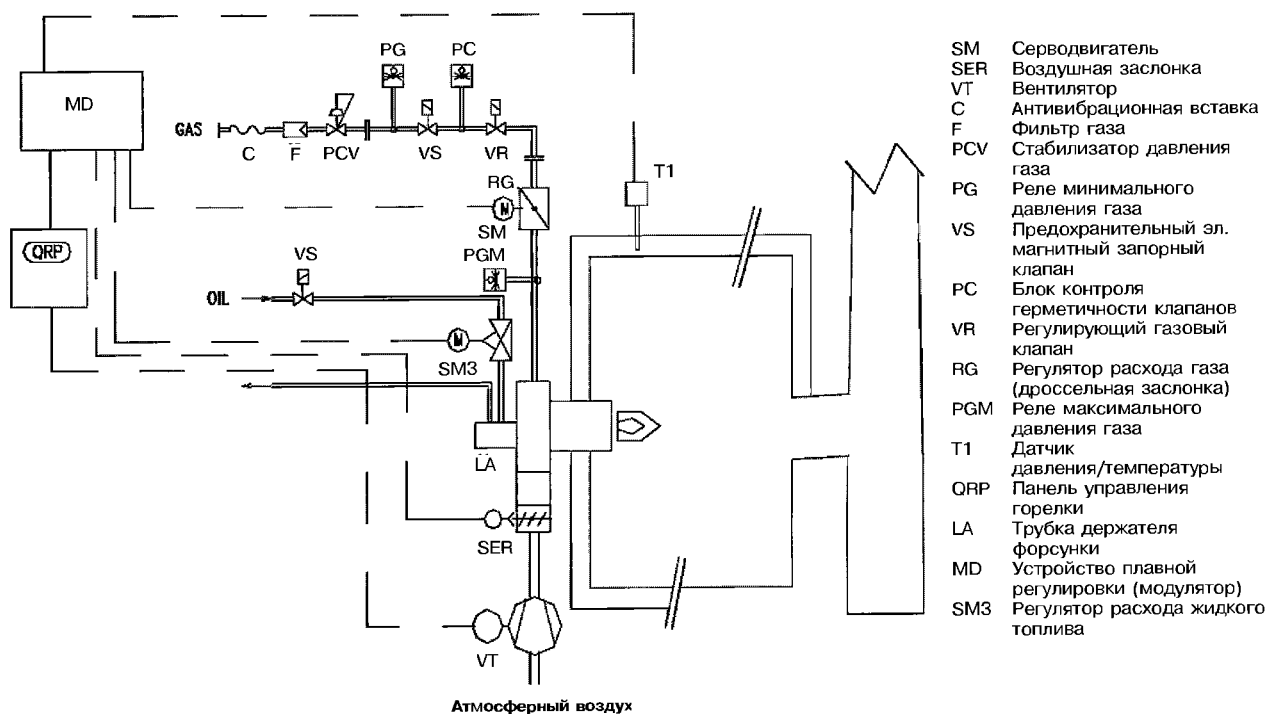


Рисунок 27 Схема подключения компонентов и элементов управления модуляционной горелки

2.3.7 Схема теплогенератора, оснащенного горелкой с регулируемой подачей воздуха на горение в зависимости от содержания O_2 в дымовых газах

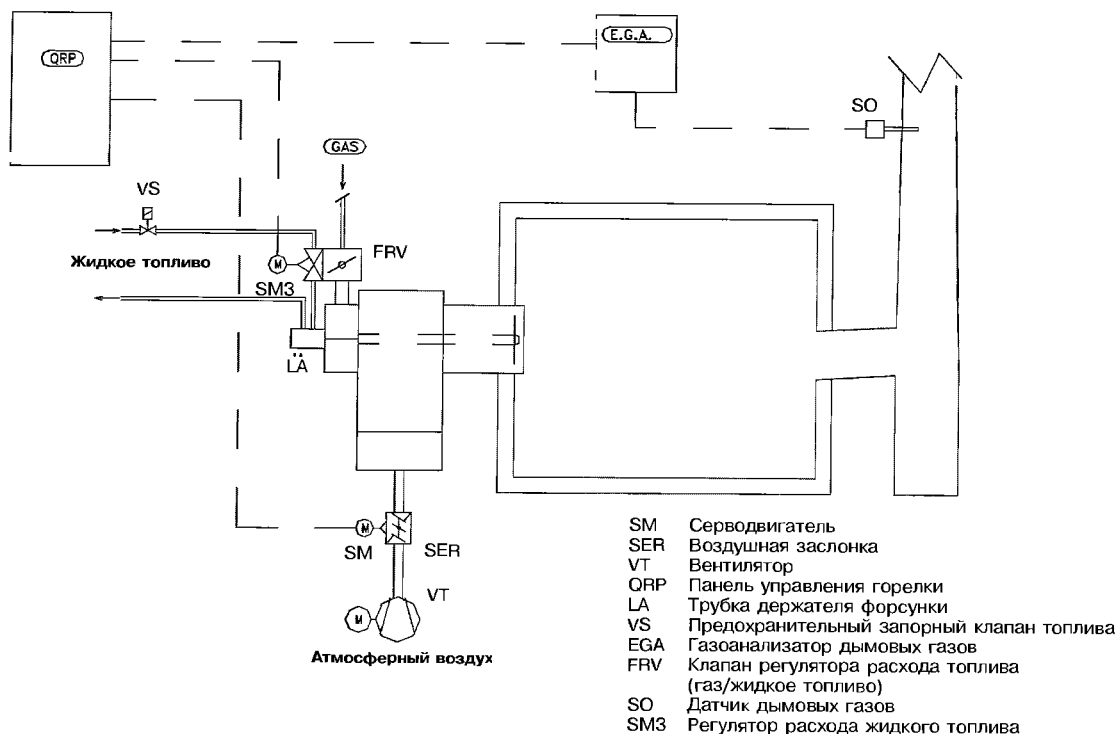


Рисунок 28 Схема регулирования подачи воздуха на горелку в зависимости от содержания O_2 в дымовых газах

2.3.8 Схема теплогенератора с подогревом воздуха, участвующего в горении

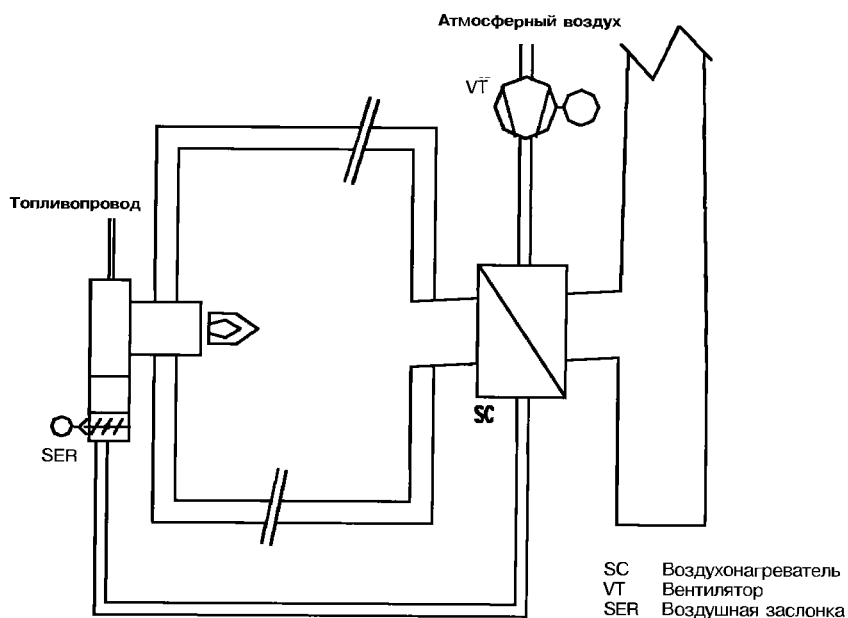


Рисунок 29 Схема подогрева участвующего в горении воздуха

2.3.9 Схема теплогенератора, оснащенного горелкой с изменяемой частотой вращения вентилятора

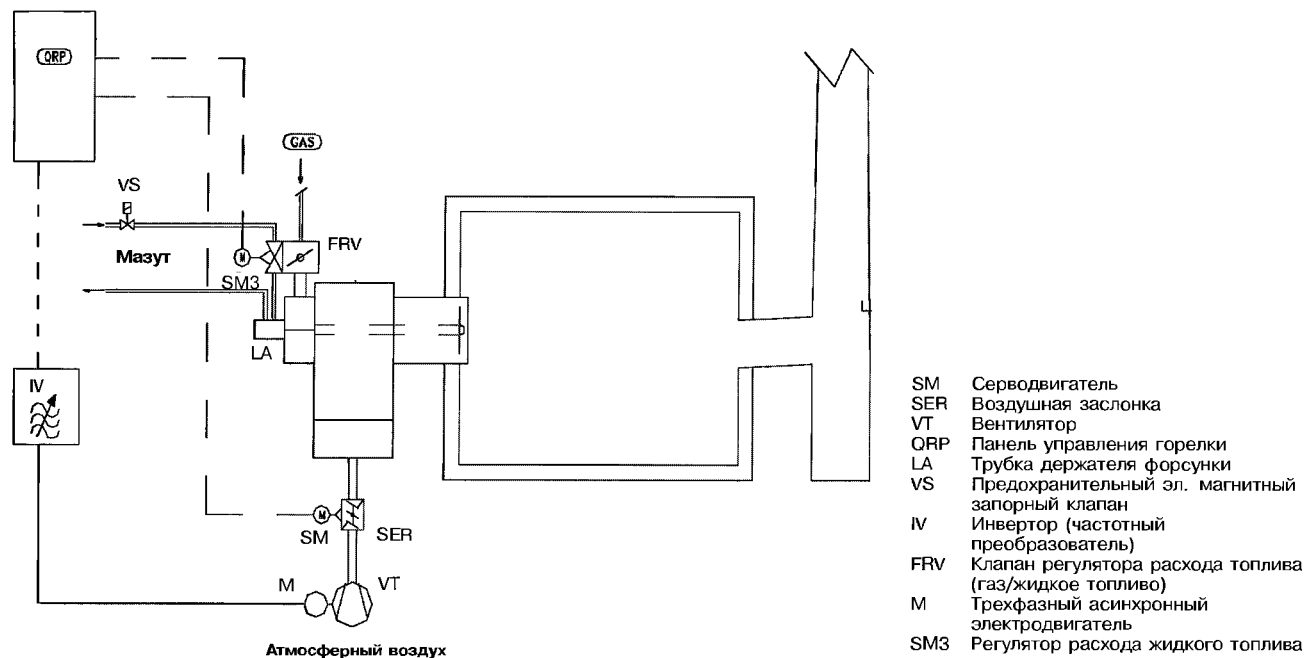


Рисунок 30 Схема регулирования подачи воздуха посредством изменения частоты вращения вентилятора

2.3.10 Схема системы дистанционного управления и контроля работы горелок

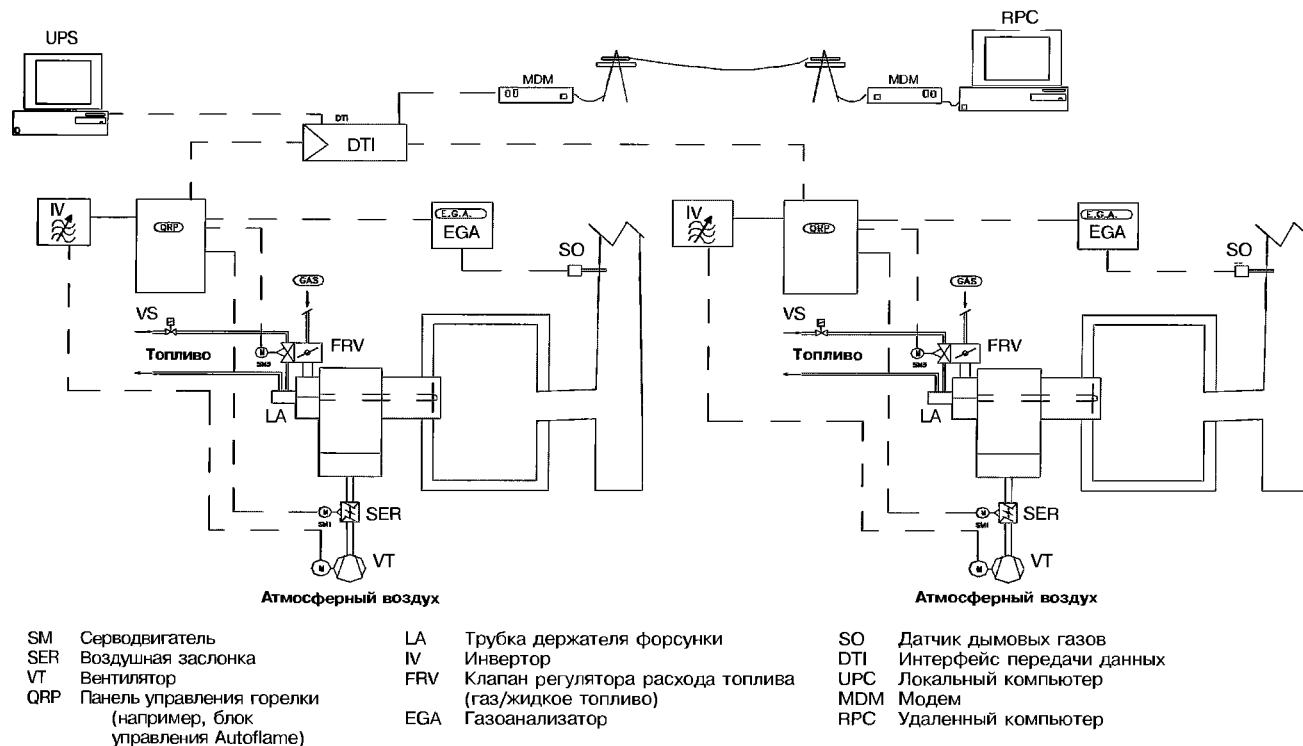


Рисунок 31 Схема дистанционного управления и контроля работы горелок

2.4 ГОЛОВКА ГОРЕЛКИ

Головка горелки смешивает воздух, участвующий в горении, с топливом и стабилизирует основание факела.

Головка горелки состоит из следующих основных элементов:

- Дозатор топлива: форсунки - для жидкого топлива; сопла - для газообразного топлива.

Форсунки для жидкого топлива характеризуются тремя основными параметрами: расход, угол распыления и тип распыления (форма).

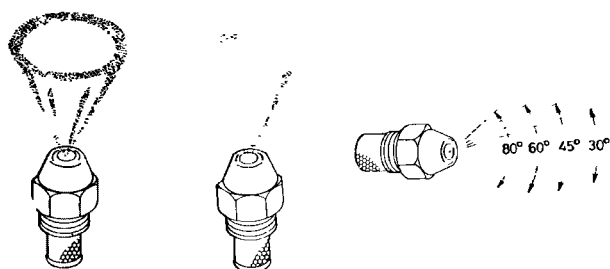


Рисунок 32 Форсунки: распыление в виде полного конуса и пустого конуса; определение угла распыления

- Подпорная шайба (смешивает топливо и воздух и стабилизирует пламя, чтобы оно не пошло внутрь горелки);
- Система розжига горелки, (использует электрическую дугу от высоковольтных

электродов, которые зажигают топливовоздушную смесь напрямую или через пилотную растопочную горелку);

- Датчик контроля пламени (отслеживает наличие пламени; в случае его пропадания дает сигнал на отключение подачи топлива на горелку);
- Пламенная труба (изготавливается из профильного металлического цилиндра, позволяет задавать скорость истечения топливно-воздушной смеси).

Пламенная труба и подпорная шайба определяют геометрию факела. В частности, подпорная шайба задаёт вихревую характеристику потока топливно-воздушной смеси и, следовательно, форму факела. Математически вихревая характеристика потока топливно-воздушной смеси выражается числом завихрений, которое рассчитывается следующим образом:

$$S = G_f / (G_x R),$$

где:

S - число завихрений;

G_f - угловой момент потока;

G_x - осевое усилие;

R - радиус выходного отверстия пламенной трубы.

Как правило, при увеличении числа завихрений увеличивается диаметр факела и уменьшается его длина.

Зазор между пламенной трубой и подпорной шайбой определяет количество вторичного

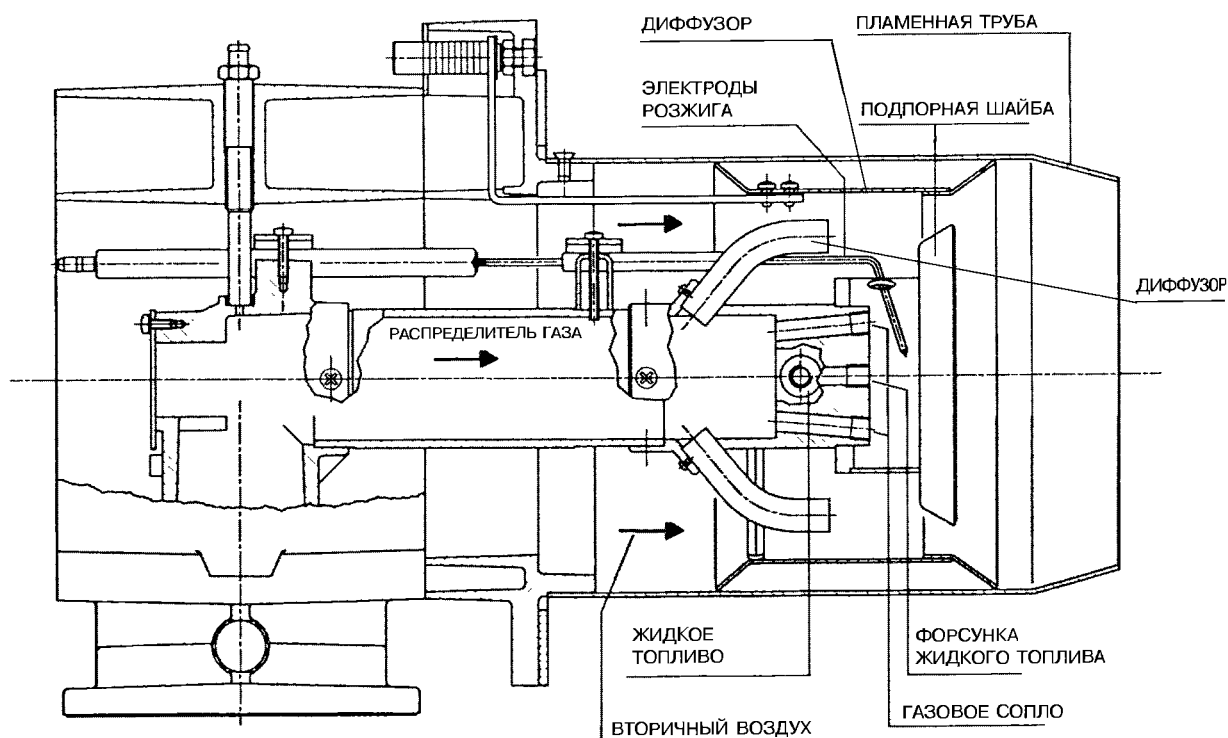


Рисунок 33 Чертеж головки комбинированной горелки RLS100

воздуха, поступающего к факелу. Это количество равно нулю, когда шайба закрыта и касается трубы. В некоторых горелках расстояние между пламенной трубой и подпорной шайбой можно регулировать и изменять количество вторичного воздуха.

Головки горелок можно классифицировать по следующей схеме:

- Нерегулируемые фиксированные головки, положение которых нельзя изменить;
- Регулируемые головки, в которых положение подпорной шайбы может быть изменено наладчиком во время пуско-наладочных работ;
- Головки с изменяемой геометрией, в которых положение подпорной шайбы изменяется автоматически во время плавного изменения режима работы горелки.

Горелки с **нерегулируемой** головкой - как правило, используются в промышленном производстве и разрабатываются индивидуально для конкретных теплогенераторов.

В горелках с **регулируемой** головкой, регулировка зависит от того, какую максимальную мощность будет развивать горелка в данном конкретном случае. Для правильной настройки горелки используется график, который показывает, в каком положении должна находиться подпорная шайба в зависимости от требуемой тепловой мощности. Такая конструкция горелки обеспечивает правильную настройку во всем рабочем диапазоне. Головку регулируемого типа как правило имеют вентиляторные горелки моноблочного типа малой и средней мощности.

Горелки с изменяемой геометрией головки - это, как правило, мощные модуляционные (с главной регулировкой мощности) горелки. При любой промежуточной мощности в рабочем диапазоне обеспечивается правильное положение подпорной шайбы.

Правильное смешение топлива и воздуха, обеспечиваемое подпорной шайбой, оказывает большое влияние на снижение выбросов загрязняющих веществ, особенно NOx.

2.4.1 Потери давления по ходу подачи воздуха

Потери давления воздуха в головке моноблочных горелок учитываются при расчёте рабочего диапазона. При использовании блочных горелок, для правильного подбора вентилятора необходимо знать, какие потери давления будут со стороны подачи воздуха при данной производительности. Для удобства прочтения данная информация приводится в виде графика и рассчитывается для

Потери давления на головке горелки Т1 10 со стороны воздуха при противодавлении 0 - воздушная заслонка не учитывается
Температура всасываемого воздуха 15°C

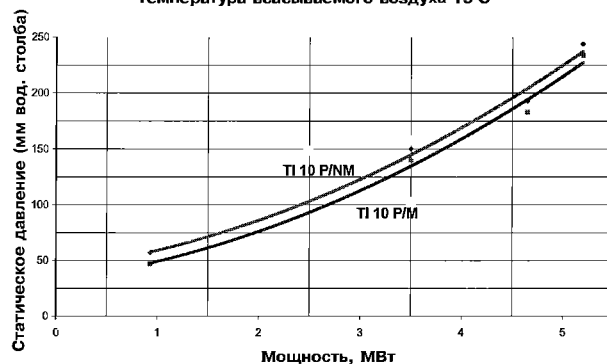


Рисунок 34 Потери давления в головке горелки со стороны подачи воздуха - блочная горелка Т1 10

стандартной температуры и в зависимости от развиваемой тепловой мощности.

2.4.2 Потери давления по ходу подачи топлива

Для определения параметров контура подачи топлива необходимо располагать данными о потерях давления в головке и блочной, и моноблочной горелки.

Для газообразного топлива, разработаны таблицы и графики (например, рис. 35), где приведены общие потери давления газа в головке горелки в зависимости от развиваемой горелкой тепловой мощности.

У жидкотопливных горелок расход топлива через форсунку определяется давлением топлива в ней при работе горелки. С помощью специальных таблиц (см. раздел 5) по расходу

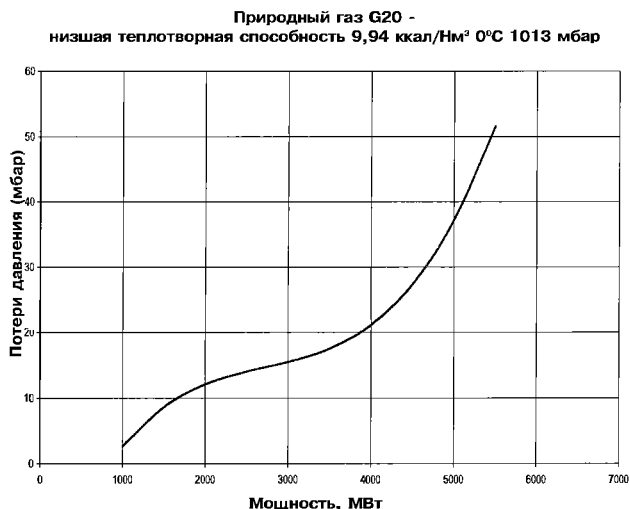


Рисунок 35 Потери давления со стороны подачи газа в головки горелки - блочная горелка Т1 10

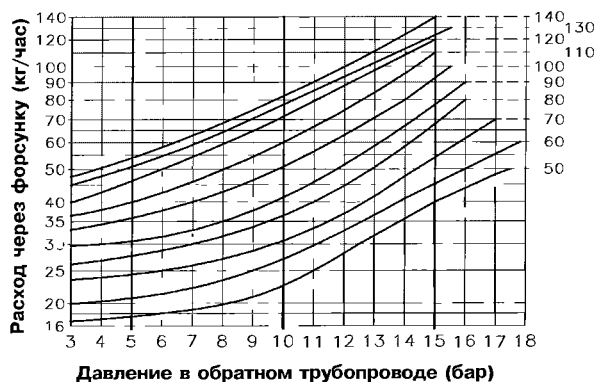


Рисунок 36 Давление подачи жидкого топлива

топлива и давлению можно определить типоразмер необходимой форсунки.

Для жидкотопливных прогрессивных и/или модуляционных горелок указывается, какое давление должно быть на форсунках с перепуском топлива (модулирующие) и какое минимальное давление должно быть на обратном топливопроводе (идущем от форсунки) при изменении расхода топлива.

2.5 ВЕНТИЛЯТОР

Вентилятор - это устройство, позволяющее подавать воздух для поддержания горения в необходимом для этого процесса количестве с напором, достаточным для преодоления аэродинамического сопротивления теплогенератора, головки горелки и воздухопроводов.

В зависимости от направления потока воздуха используются вентиляторы следующих типов:

- **центробежные;**
- **осевые;**
- **тангенциальные.**

В **центробежных** вентиляторах воздух входит параллельно направлению оси вращения и выходит по касательной к крыльчатке вентилятора.

В **осевых** вентиляторах направление воздуха параллельно оси вращения лопастей вентилятора.

В **тангенциальных** вентиляторах воздух входит и выходит по касательной к крыльчатке вентилятора.

Вентиляторы, встроенные в моноблочные горелки или установленные отдельно в блочных горелках, как правило, центробежного типа (рис. 37).

Центробежные вентиляторы состоят из улиткообразного корпуса, внутри которого помещено насаженное на вал рабочее колесо. Вал может одновременно являться валом



Рисунок 37 Вентилятор блочной горелки

приводного электродвигателя или сообщаться с двигателем посредством соединительной муфты или ременной передачи. Рабочее колесо, установленное внутри корпуса вентилятора, может иметь различную форму лопастей, а именно:

- рабочее колесо с крыловидными лопастями;
- рабочее колесо с реверсивными лопастями;
- рабочее колесо с радиальными лопастями;
- рабочее колесо с выпуклыми лопастями.

На рис. 38 показан график зависимости и потребляемой мощности от производительности для разных видов вентиляторов

Технические характеристики вентиляторов, также как и насосов, описываются

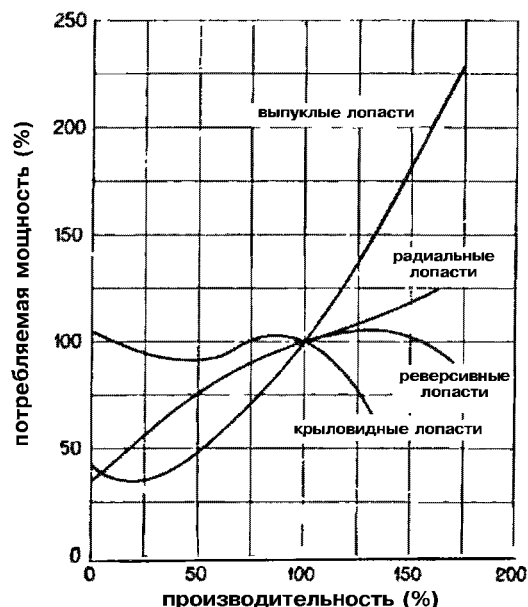


Рисунок 38 Зависимость потребляемой мощности и производительности для вентиляторов разных типов

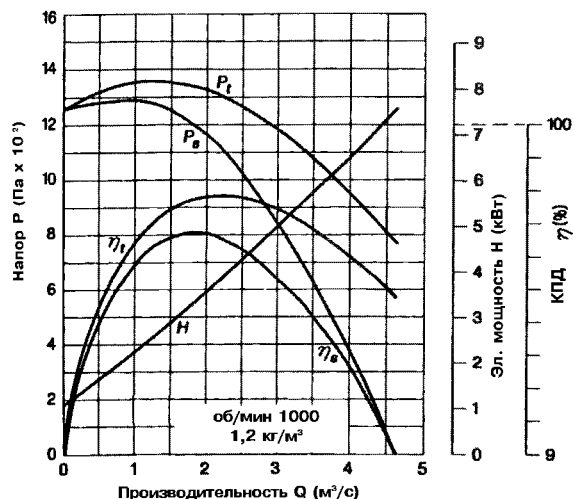


Рисунок 39 Типичный график производительности центробежного вентилятора

характеристической кривой. Характеристическая кривая вентилятора представляет собой график в декартовых координатах, где по оси Y отложен напор, а по оси X отложена объёмная производительность (рис. 38).

Характеристические кривые могут дополняться другими графиками, например кривой коэффициента полезного действия и мощности, потребляемой электродвигателем (рис. 39).

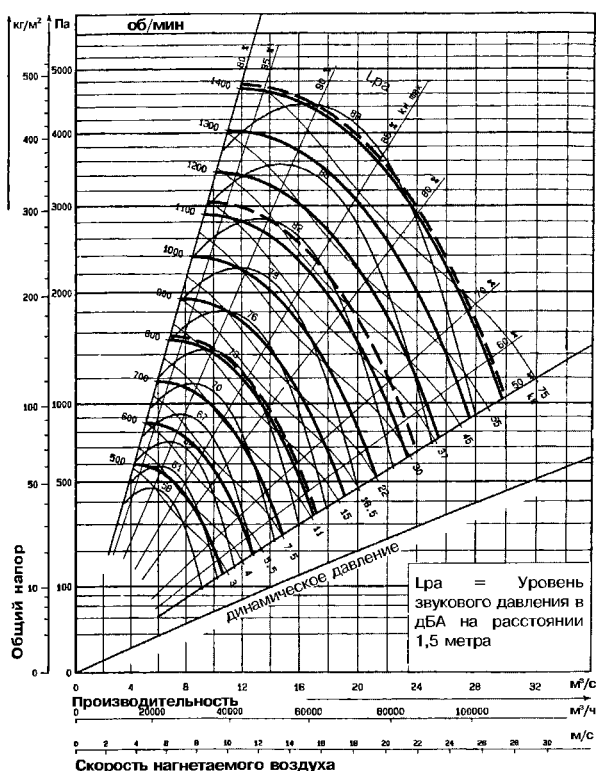


Рисунок 40 График производительности вентилятора для разных скоростей вращения двигателя

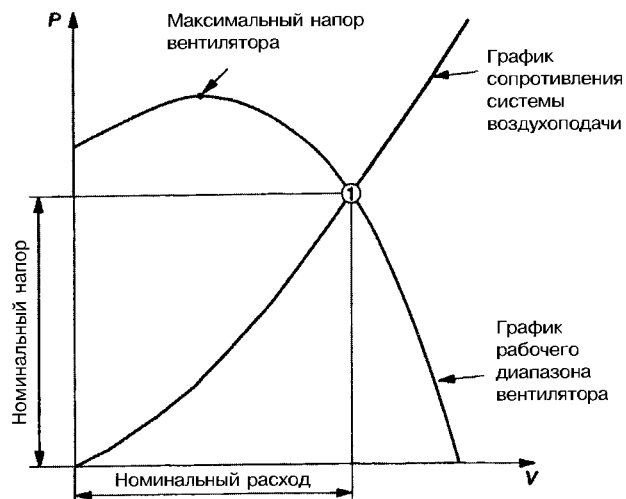


Рисунок 41 График производительности вентилятора и сопротивления системы воздухоподачи (рабочая точка вентилятора)

Для каждого вентилятора существует множество характеристических кривых для разных скоростей вращения, как показано на рис. 40.

Когда вентилятор работает в системе воздухоподачи, которая имеет некоторое аэродинамическое сопротивление, то полный развиваемый напор вентилятора должен превышать её аэродинамическое сопротивление. Данное состояние соответствует точке пересечения характеристической кривой вентилятора и характеристической кривой системы воздухоподачи, как показано на рис. 41.

Для вентиляторных горелок системная характеристическая кривая изменяется в зависимости от регулировки головки горелки и от степени открытия воздушной заслонки. Для правильного подбора вентилятора кривая системы воздухоподачи должна соответствовать потребляемой мощности.

Для расчёта производительности и напора вентилятора нам требуется точная информация о потерях давления, которые происходят в системе воздухоподачи горелки, включая все воздуховоды, головку горелки и аксессуары.

Потери давления в системе воздухоподачи имеют параболическую зависимость от производительности вентилятора.

Общие потери давления в системе воздухоподачи можно разделить на две составляющие:

- потери давления в местных сопротивлениях;
- потери давления из-за трения (распределённые потери давления).

Потери давления в местных сопротивлениях возникают в головке горелки, где воздух проходит по сложной геометрической

траектории, а также на регулируемой воздушной заслонке.

Производитель горелки должен приводить данные (графики) о динамике падения давления в зависимости от расхода воздуха через горелку и от тепловой мощности.

Распределённые потери давления можно рассчитать по формуле Дарси-Вайсбаха:

$$\Delta p_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad 2.5-1$$

где:

Δp_f - потери давления, вызванные трением (м);

f - коэффициент трения;

L - длина воздуховода (м);

D - диаметр воздуховода (м);

v - скорость воздуха в воздуховоде (м/с);

g - ускорение свободного падения 9,81 (м/с²);

Отношение $v^2/2g$ иначе называют динамическим давлением.

Коэффициент трения f можно определить по графику (рис. 42), если известно число Рейнольдса и относительная шероховатость.

Число Рейнольдса вычисляется по следующей формуле:

$$Re = \frac{d \cdot V}{\gamma} \quad 2.5-2$$

где:

Re - число Рейнольдса;

d - внутренний диаметр воздуховода (м);

V - скорость воздуха (м/с);

γ - кинематическая вязкость воздуха, равна $16,0 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

Относительная шероховатость e/D - это отношение, связывающее абсолютную шероховатость и диаметр воздуховода. Оба параметра выражены в мм. В таблице 9 приведены значения абсолютной шероховатости для некоторых стандартных воздуховодов.

Для облегчения расчётов, распределённых потерь существует целый ряд готовых графиков. Некоторые из них представлены в разделе 5.

Данные формулы изначально создавались для круглого сечения. Поскольку на практике часто используются воздуховоды прямоугольного сечения, для удобства применения тех же формул было введено понятие эквивалентного диаметра $D_{эКВ}$:

$$D_{эКВ} = 2 \cdot \frac{a \cdot b}{a + b} \quad 2.5-3$$

где:

$D_{эКВ}$ - эквивалентный диаметр (м);

a, b - размеры сторон прямоугольного воздуховода (м).

Потери давления в местных сопротивлениях (заслонки, теплообменники, решетки) рассчитываются как сумма потерь давления в каждом элементе. Потери давления в каждом стандартном элементе указываются производителем.

Потери давления в местных сопротивлениях (сужение воздуховода, изгиб воздуховода, и т.д.) можно рассчитать по следующей формуле:

$$\Delta p_w = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad 2.5-4$$

где:

Δp_w - потери давления (Па);

ξ - безразмерный коэффициент потерь давления;

ρ - плотность (кг/м³);

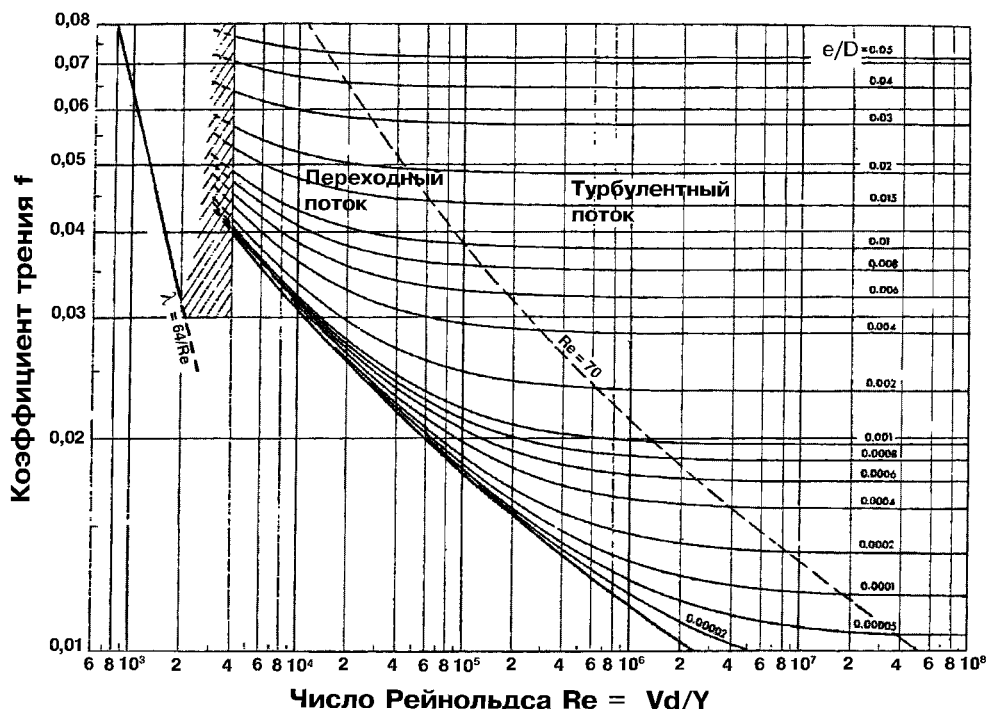
v - средняя скорость в воздуховоде (м/с).

В технических справочниках печатаются таблицы, где указывается значение ξ для различных элементов воздуховода (см. рис 43). Некоторые из них представлены в разделе 5

Таблица 9 Значения абсолютной шероховатости для разных типов воздуховодов

Материал, из которого изготовлен воздуховод	Абсолютная шероховатость (мм)
Плоский воздуховод из гладкого металла	0,05
Воздуховод из ПВХ	0,01 – 0,05
Плоский алюминиевый воздуховод	0,04 – 0,06
Воздуховод из металлических оцинкованных листов с поперечными стыками (шаг 1,2 метра)	0,05 – 0,1
Круглый воздуховод из металлических оцинкованных листов, спиралевидный с поперечными стыками (шаг 3 метра)	0,06 – 1,12
Воздуховод из металлических оцинкованных листов с поперечными стыками (шаг 0,8 метра)	0,15
Воздуховод из стекловолокна	0,09
Воздуховод из стекловолокна (внутреннее покрытие)	1,5
Воздуховод из защищенной стекловаты (внутреннее покрытие)	4,5
Гибкая металлическая труба	1,2 – 2,1
Гибкая неметаллическая труба	1 – 4,6
Цементный канал	1,3 – 3

Рисунок 42 График для определения коэффициента трения f



2.5.1 Регулировка расхода воздуха, участвующего в горении

Как уже было сказано, расход воздуха, участвующего в горении, пропорционален расходу сжигаемого топлива, который в свою очередь пропорционален требуемой мощности. В многоступенчатых и модуляционных горелках необходимо изменять количество подаваемого вентиляторами воздуха с тем, чтобы изменять производительность горелки.

В вентиляторных горелках производительность можно изменять двумя способами:

- изменение рабочей точки вентилятора;
- изменение частоты вращения вентилятора.

При первом методе регулировки изменяются условия работы вентилятора. Как мы помним, эти условия могут изменяться только вдоль характеристической кривой посредством изменения аэродинамического сопротивления в воздушном тракте. Это изменение происходит в результате изменения положения воздушной заслонки, управляемой серводвигателем (рис.

44). В зависимости от степени открытия заслонки получаются различные характеристические кривые. В нашем случае при закрытии регулировочной заслонки характеристический системный график 1 перейдет в график 2. Точка, соответствующая рабочим условиям вентилятора, переместится из точки А в точку В, и, соответственно, напор опустится со значения P_1 до значения P_2 , а производительность увеличится со значения V_1 до значения V_2 . Степень открытия заслонки определяет множество характеристических кривых системы и, соответственно, различную производительность.

Наиболее эффективно использование в системе воздухообеспечения вентилятора с выпуклыми лопастями. При уменьшении производительности потребляемая им мощность снижается на большую величину, чем, например, у вентилятора с реверсивными лопастями.

При втором методе изменение числа оборотов вентилятора достигается с помощью специального устройства, называемого "инвертор".

Рисунок 43 Безразмерный коэффициент падения давления в воздуховодах

10						11						12					
$w_2/w_1 =$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	$w_2/w_1 =$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	$w_2/w_1 =$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5
$\zeta_{2tot} =$	7,0	3,4	2,0	1,5	0,9	$\zeta_{2tot} =$	5,0	2,2	1,2	0,9	0,5	$\zeta_{2tot} =$	4,7	1,9	0,9	0,6	0,4
$\zeta_{2st} =$	1,5					$\zeta_{2st} =$	0	0,3	0,7	0,9	1,0	$\zeta_{2st} =$	0	0	0,3	0,6	0,9

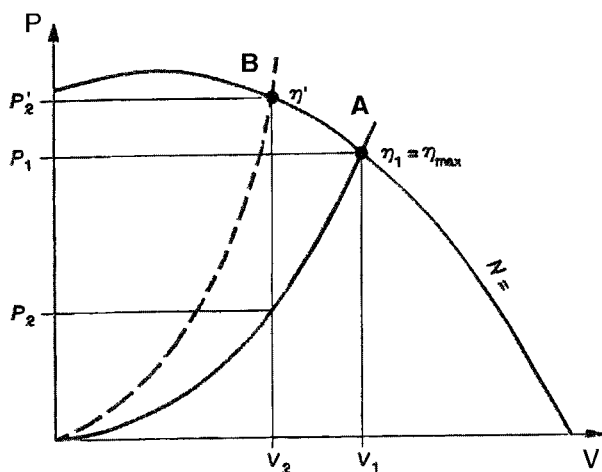


Рисунок 44 Изменение производительности при изменении аэродинамического сопротивления на выходе из вентилятора

Это устройство изменяет частоту эл. тока на электродвигателе, вращающем рабочее колесо вентилятора. Частота вращения электродвигателя связана с частотой электрического тока следующей формулой:

$$n = 120 \cdot \frac{f}{p}$$

где:

n - частота вращения двигателя (оборотов в минуту);

f - частота электрического тока (Гц);

p - количество полюсов.

Максимальная производительность достигается при разных рабочих условиях: характеристическая кривая будет сдвигаться до тех пор, пока не совпадет с номинальными рабочими условиями.

На рис. 45 показано изменение характеристики вентилятора при изменении частоты вращения электродвигателя.

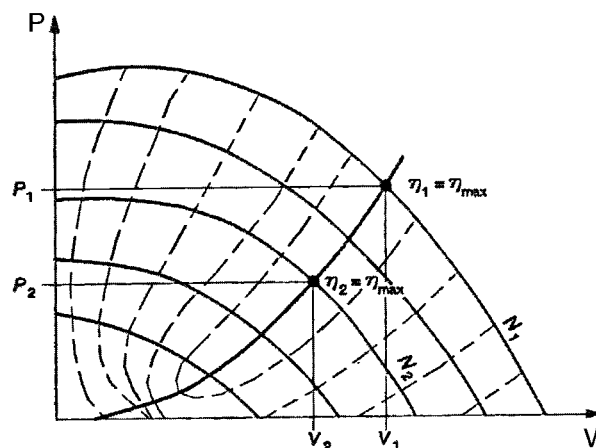


Рисунок 45 Изменение производительности вентилятора при изменении частоты вращения электродвигателя

десятков бар для магистрального газопровода до нескольких десятков миллибар в трубопроводе, по которому газ подводится к конечному потребителю.

Основной проблемой в сетях распределения газообразного топлива является нестабильность давления. Изменение давления газа может приводить к ненормальной работе горелки, вплоть до её отключения. При резких изменениях давления газа (особенно при снижении) может наблюдаться снижение мощности горелки, вплоть до ее отключения. Чтобы избежать подобных проблем, давление газа на головке горелки должно:

- быть больше, чем минимально необходимое давление, которое может компенсировать потерю давления в головке горелки (смотри параграф 2.4.2) и аэродинамическое сопротивление в камере сгорания теплогенератора;
- быть меньше, чем максимально допустимое давление, указанное производителем;
- быть стабильным и соответствовать настройке.

Чтобы обеспечить такие условия, газообразное топливо подаётся к горелке через ряд устройств управления и безопасности, которые в совокупности обычно называются "газовая рампа".

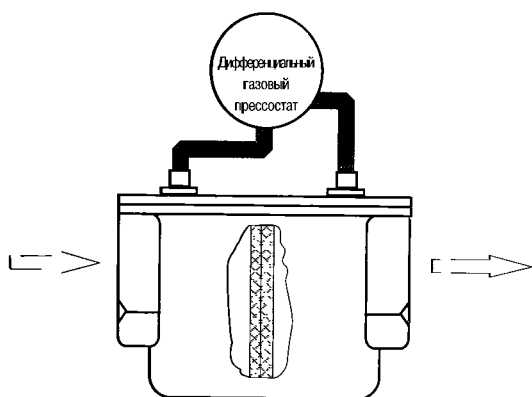
На рис. 46 показана функциональная схема газовой рампы.

Соединительный модуль состоит из ручного запорного вентиля и антивибрационной соединительной вставки, которая служит для



Рисунок 46 Функциональная схема газовой рампы

Рисунок 47 Газовый фильтр



того, чтобы вибрация, возникающая при работе горелки, не передавалась на подводящий газопровод

Фильтр служит для задержания механических примесей, которые могут присутствовать в газообразном топливе. Эти частицы могут привести к неплотности при закрывании предохранительного и/или запорного клапана.

Стабилизатор давления служит для снижения давления газа, поступающего из основного газопровода, и для поддержания постоянного давления газа на выходе из него независимо от давления поступающего газа и независимо от производительности. Снижение и стабилизация давления осуществляется с помощью устройства мембранного типа, в котором посредством изменения степени сжатия пружины уравнивается дроссельный клапан и устанавливается необходимое давление на выходе из стабилизатора. Стабилизатор давления такого типа применяется, если давление в газопроводе ниже 500 мбар.

При давлении в газопроводе выше 500 мбар. необходимо использовать **редуктор высокого давления** который дополнительно

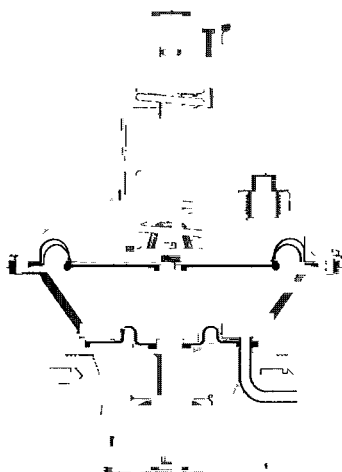
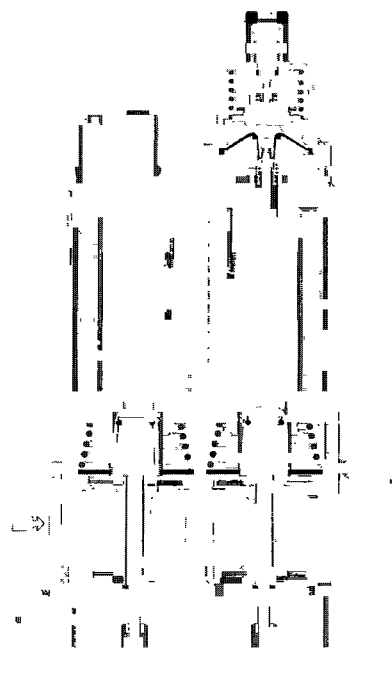


Рисунок 48 Стабилизатор давления

Рисунок 49 Блок клапанов



комплектуется ПЗК (предохранительно-запорным клапаном), ПСК (предохранительным сбросным клапаном) и манометрами, показывающими давление до и после него и служащими для визуального контроля давления.

Для стабилизатора существует максимально допустимые значения давления на входе и ряд значений давления на выходе, из которых можно выбрать нужное давление в зависимости от установленной в него пружины и фактической производительности.

Редуктор высокого давления и предохранительные устройства нужны тогда, когда давление в основном газопроводе выше максимально допустимой величины указанной производителями тех устройств, что стоят после редуктора.

Если давление в сети газоснабжения меньше, чем максимально допустимое давление, указанное производителем (как правило, в диапазоне от 300 до 500 мбар.), в

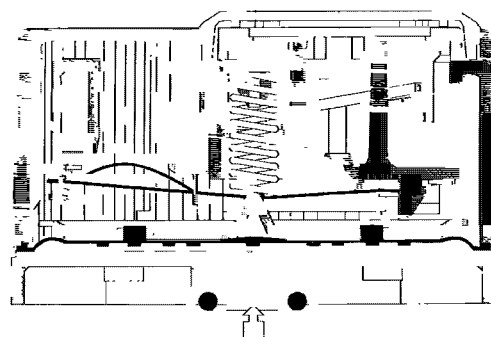
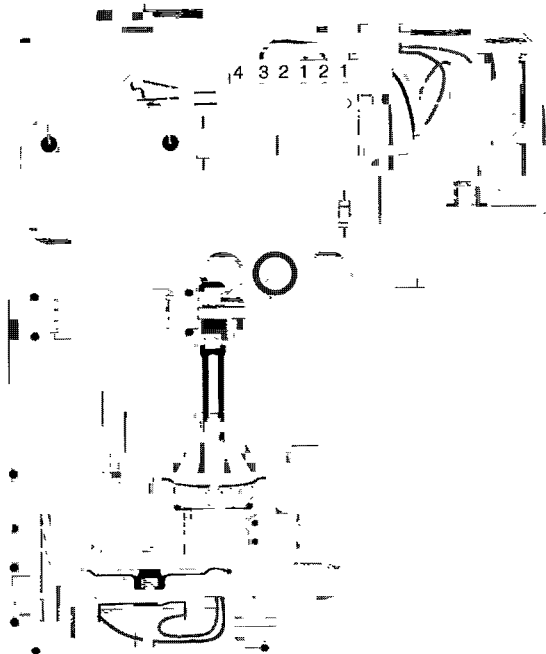


Рисунок 50 Реле давления газа

Рисунок 51 Блок контроля герметичности клапанов



редукторе высокого давления нет необходимости, а нужен только стабилизатор.

Блок электромагнитных клапанов состоит из предохранительного запорного клапана, регулирующего клапана (с регулируемым плавным открыванием) и реле минимального давления газа.

Для горелок мощностью более 1200 кВт, стандарт EN676 предусматривает, чтобы блок клапанов был дополнен **блоком контроля герметичности**. Блок контроля служит для проверки герметичности закрытия обоих клапанов перед каждым розжигом и после каждой остановки горелки.

Для горелок малой и средней мощности все вышеописанные элементы газовой ramпы, кроме соединительного модуля и редуктора высокого давления, могут быть скомпонованы в едином корпусе. Такое устройство выполняет функции стабилизатора и аварийного отключения и называется газовой мультиблоком.

Блоки клапанов могут быть двух типов, в зависимости от конструкции горелки на которой они будут установлены :

- одноступенчатые;
- двухступенчатые.

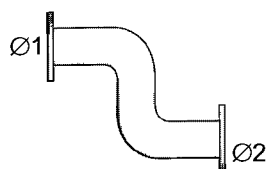


Рисунок 52 Соединительный адаптер

Использование того или иного типа блоков клапанов зависит от конструктивных особенностей горелки.

В газовой ramпе предусмотрено несколько штуцеров для замера давления на выходе из фильтра, на выходе из блока клапанов и давления на головке горелки.

Для того, чтобы присоединить газовую ramпу к горелке, необходим соединительный адаптер.

Как уже говорилось, если давление газа в питающем газопроводе меньше, чем максимально допустимое значение, то редуктор высокого давления не требуется. В этом случае газовая ramпа может поставляться в виде мультиблока

Газовая ramпа выбирается исходя из минимально необходимого давления газа на входе в ramпу, достаточного для преодоления сопротивления самой ramпы, головки горелки и теплогенератора.

Причем, чем больше давление газа перед ramпой, тем ниже (и, соответственно дешевле) типоразмер ramпы. Более подробно подбор газовой ramпы рассмотрен в разделе 3.

На горелке установлен ряд компонентов, которые играют важную роль в настройке и регулировании всей системы подачи газа теплогенератора. В частности в газовых и комбинированных горелках установлен дроссельный клапан (заслонка), регулирующий расход газа. Этот клапан приводится в действие серводвигателем посредством механического эксцентрика с изменяемым профилем.

В промышленных горелках серий MB, TI, ER применяются электронные системы управления подачей топлива и воздуха (электронный кулачок).

На газовых горелках большой мощности, как правило, устанавливается реле максимального давления газа. Оно отключает горелку в том случае, если давление в газопроводе на подаче превышает допустимое.

2.6.1.1 Расчёт диаметра подающего газопровода

Для расчёта потери давления в подающем газопроводе используется следующая формула:

$$\Delta P_{A-B} = \frac{\lambda V^2 \rho}{2 \cdot D_i} \cdot L_{\text{общ}} \quad 2.6.1-1$$

где:

ΔP_{A-B} - потеря давления на участке между точками А и В (Па);

λ - коэффициент трения;

V - средняя скорость газа (м/с);

ρ - плотность газа (кг/м³) при 15°C и 1,013 мбар;

$L_{\text{общ}}$ - общая длина газопровода (м);

D_i - внутренний диаметр газопровода (м).

Среднюю скорость газа можно вычислить по следующей формуле:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{2826 \cdot D_i^2} \quad (\text{м/с}) \quad 2.6.1-2$$

где:

Q - расход газообразного топлива (м³/час);

D_i - внутренний диаметр газопровода (м).

Расход газа можно рассчитать по следующей формуле:

$$Q = \frac{m}{H_i} \quad 2.6.1-3$$

где:

Q - расход газообразного топлива (м³/час);

m - максимальная мощность горелки (кВт);

H_i - низшая теплота сгорания газообразного топлива (кВт·ч/м³);

Напомним, что 1 кВт·ч = 3600 кДж.

Коэффициент трения λ можно рассчитать по следующей формуле:

$$\lambda = 0.0072 + \frac{0.612}{Re^{0.35}} + \frac{2.9 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{0.109}}{D_i} \quad 2.6.1-4$$

где:

D_i - внутренний диаметр газопровода (м);

Re - число Рейнольдса, которое можно рассчитать по следующей формуле:

$$Re = 354 \cdot \frac{Q}{D_i \cdot \gamma} \cdot 10^{-6} \quad 2.6.1-5$$

где:

D_i - внутренний диаметр газопровода (м);

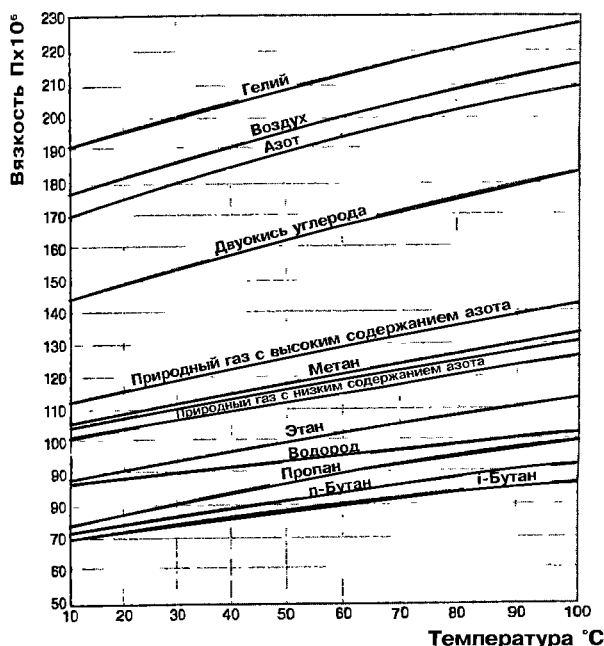


Рисунок 53 Абсолютная вязкость некоторых газов

γ - кинематическая вязкость газообразного топлива (м²/с);

Q - расход газообразного топлива (м³/ч).

Вязкость газообразного топлива можно определить по графику, изображенному на рис. 53.

На графике показана абсолютная вязкость, выраженная в микроПуазах. Напомним, что кинематическая вязкость связана с динамической вязкостью следующим уравнением:

$$\gamma_{\text{абсолютная}} = \gamma \cdot \rho \quad 2.6.1-6$$

где

γ_{абсолютная} - динамическая или абсолютная вязкость (кг/м·с);

γ - кинематическая вязкость газообразного топлива (м²/с);

ρ - плотность газа (кг/м³) при 15°C и 1,013 мбар.

На практике абсолютная вязкость измеряется в Пуазах (П), которые пересчитываются следующим образом:

$$1 \text{ П} = 1 \frac{\text{г} \cdot \text{с}}{\text{см} \cdot \text{с}} = 0,1 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$$

Потеря давления в подающем газопроводе на участке между точкой входа газа и газовой рампой должна находиться в допустимых пределах. В этих пределах должна обеспечиваться правильная работа редуктора (если таковой имеется). В системах с низким давлением (p ≤ 40 мбар), потеря давления не должны выходить за следующие пределы:

Газ	Потеря давления (мбар)
Городской газ Смесь природного газа и воздуха	0,5
Природный газ Заменители природного газа Сжиженный нефтяной газ в смеси с воздухом	1,0
Сжиженный нефтяной газ (G.P.L.)	2,0

Таблица 10 Максимальные потери давления в газопроводах

Потеря давления в газопроводе - это сумма распределённых потерь давления (на трение) в самом газопроводе и местных потерь давления в стыках и в запорно-регулирующей арматуре (фильтры, вентили и т.д.).

Потеря давления в запорно-регулирующей арматуре рассчитывается по принципу эквивалентной длины. Местному сопротивлению ставится в соответствие прямой участок газопровода, потеря давления в

Таблица 11 Эквивалентная длина различных элементов газопровода

Диам., мм	Изгиб 90°	Тройник	Крестовое соединение	Остроугольный изгиб	Вентиль
Природный газ – смеси CH_4 /воздух – попутный газ					
$\leq 22,3$	0,2	0,8	1,5	1	0,3
От 22,3 до 53,9	0,5	2	4	1,5	0,8
От 53,9 до 81,7	0,8	4	8	3	1,5
$\geq 81,7$	1,5	6,5	13	4,5	2
Сжиженный нефтяной газ L.P.G. – смеси					
$\leq 22,3$	0,2	1	2	1	0,3
От 22,3 до 53,9	0,5	2,5	5	2	0,8
От 53,9 до 81,7	0,8	4,5	9	3	1,5
$\geq 81,7$	1,5	7,5	15	5	2

котором будет равна потери давления в этом элементе.

Чтобы правильно рассчитать размеры газопровода, следует определить следующие параметры.

$L_{\text{фак}}$ - фактическая длина газопровода (м);

$L_{\text{эквив}}$ - сумма участков газопровода эквивалентной длины, соответствующих потерям давления в местных сопротивлениях (м);

$L_{\text{общ}}$ - общая длина газопровода, сумма фактической длины и эквивалентной длины (м):

$$L_{\text{общ}} = L_{\text{фак}} + L_{\text{эквив}} \quad 2.6.1-7$$

Эквивалентную длину, соответствующую элементам газопровода с местным сопротивлением, можно определить по таблице 11, в которой приведены эквивалентные длины основных элементов, имеющих местное сопротивление.

Для того, чтобы определить общую длину, нужно задаться диаметром газопровода, с учётом того, что максимальная скорость потока газообразного топлива равна приблизительно 1 м/с. Значение общей длины необходимо будет скорректировать, если при вычислениях по формуле 2.6.1-1 получается диаметр отличный от заданного вначале.

В разделе 5 приведены таблицы, в которых даны значения расхода газа для стального и медного газопровода и его общей длины. Обратите внимание, что для подбора диаметра газопровода необходимо знать общую длину газопровода и расход газа.

2.6.1.2 Выбор газовой ramпы

Для горелок малой и средней мощности (бытового и коммерческого применения) газовую ramпу необходимо выбирать из каталога производителя (обязательно с учетом потерь давления на данной ramпе).

Чтобы правильно подобрать газовую ramпу, необходимо просуммировать все потери давления, начиная от точки ввода газа и кончая горелкой. Эта сумма не должна превышать начальное давление в точке ввода газа.

По ходу движения газа суммарная потеря давления газа складывается из:

N_1 - аэродинамическое сопротивление в камере сгорания;

N_2 - потеря давления на головке горелки;

N_3 - потеря давления на газовой ramпе;

N_4 - потеря на подводящем газопроводе.

Резьба (дюйм)	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3
D_n , мм	13,2	16,7	22,3	27,9	36,6	42,5	53,9	69,7	81,7
Толщина, мм	2	2,3	2,3	2,9	2,9	2,9	3,2	3,2	3,6
L , м	Расход ($\text{м}^3/\text{час}$)								
2	1,69	3,23	7,13	13,18	27,72	41,75	80,04	161,62	246,99
4	1,14	2,18	4,81	8,89	18,70	28,16	53,96	109,03	168,37
6	0,91	1,73	3,82	7,06	14,85	22,36	42,83	88,53	133,62
8	0,77	1,47	3,25	6,00	12,61	18,98	36,36	73,44	113,38
10	0,68	1,30	2,86	5,28	11,10	16,71	32,01	64,66	99,82
15	0,54	1,03	2,27	4,19	8,81	13,26	26,40	51,30	79,19
20	0,46	0,87	1,93	3,56	7,48	11,26	21,56	43,52	67,18
25	0,40	0,77	1,70	3,14	6,59	9,91	18,98	38,31	59,14
30	0,36	0,69	1,53	2,83	5,94	8,93	17,10	34,52	53,28
40	0,31	0,59	1,30	2,40	5,04	7,58	14,51	29,29	45,20
50	0,27	0,52	1,14	2,11	4,43	6,67	12,77	25,78	39,78
75	0,22	0,41	0,91	1,67	3,52	5,29	10,13	20,44	31,54
100	0,18	0,35	0,77	1,42	2,98	4,49	8,59	17,34	26,75

Таблица 12 Пример расчёта диаметра газопровода

Следует проверять выполнение следующего условия, где H - минимальное давление в точке ввода газообразного топлива

$$H \geq H_1 + H_2 + H_3 + H_4$$

Желая облегчить расчёты, некоторые производители предоставляют диаграммы потерь давления в газовой рампе в виде суммы потери давления на газовой рампе и на головке горелки ($H_2 + H_3$).

Поэтому выбранная газовая рампа должна соответствовать следующему уравнению:

$$H_2 + H_3 \leq H - (H_1 + H_4)$$

Зная максимально допустимое значение суммы $H_2 + H_3$ с помощью графика (рис. 55), несложно подобрать газовую рампу.

График характеристической кривой газовой рампы часто изображается вместе с рабочим диапазоном горелки, что облегчает выбор.

2.6.1.3 Подача сжиженного нефтяного газа (LPG)

Сжиженные нефтяные газы получают при перегонке сырой неочищенной нефти или из природного газа и отходов процесса переработки нефти. Состав сжиженного нефтяного газа может немного меняться, но, как правило, он включает смеси пропана и бутана, которые являются высокочистым топливом.



Рисунок 54 Ёмкость для сжиженного нефтяного газа

Сжиженный нефтяной газ вырабатывается и хранится в жидком состоянии. Это удешевляет его хранение и транспортировку.

Коэффициент пересчёта объёма этого вещества из газообразного состояния - в жидкое может меняться и обычно составляет $250 \text{ Nm}^3/\text{m}^3$. Это означает, что при переходе из газообразного состояния в жидкое, объём смеси уменьшается в 250 раз, - даже в небольшой ёмкости можно хранить значительное количество топлива.

Для получения одного кубометра сжиженного нефтяного газа в газообразном состоянии, требуются 4 литра этого газа в жидком состоянии.

Упругость паров сжиженного нефтяного газа достаточно низкая, поэтому его сжижают до давления 3 - 5 бар. Сжиженный нефтяной газ можно доставлять отдельному потребителю или ряду потребителей.

В первом случае потребитель должен обеспечить себе достаточный запас топлива в виде набора последовательно соединённых баллонов весом по несколько десятков

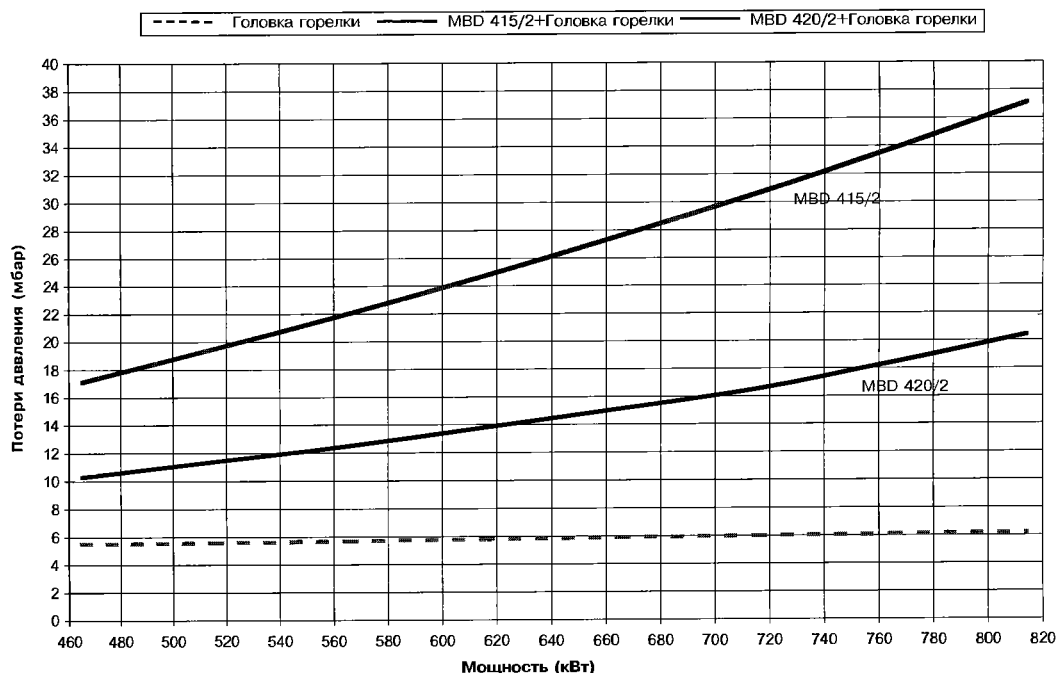


Рисунок 55 График для выбора газовой рампы

килограммов, или в виде небольших специальных ёмкостей, объёмом, как правило, до 5 м³.

Во втором случае распределительная сеть с низким или средним давлением выходит из одного большого хранилища и обеспечивает транспортировку до отдельного пользователя.

Первый вариант используется для подачи газа к отдельным изолированным потребителям или к тем потребителям, у которых есть какие-либо специфические требования. Использование распределительной сети удобно в случае небольших населённых пунктов. По сравнению с индивидуальными ёмкостями, установленными в частном секторе, централизованная система даёт значительную экономию и более надёжно обеспечивает непрерывность работы.

Сжиженный нефтяной газ, содержащийся в нижней части ёмкости, находится в жидком состоянии, а в верхней части – в газообразном. Ёмкость нельзя полностью заполнить топливом в жидком состоянии, потому что при увеличении температуры жидкость, которая является несжимаемой и находится под давлением, может расшириться, вызвав взрыв. Часть ёмкости должна оставаться не заполненной жидкостью. Эта часть соответствует не менее 20% от общего объёма.

В горелках и другом газоиспользующем оборудовании сжиженный нефтяной газ почти всегда используется в газообразном состоянии.

Сжиженный нефтяной газ может забираться непосредственно через верх ёмкости в газообразном состоянии или через нижнюю часть – в жидком виде, а затем переходить в газообразное состояние в специальных испарителях.

Если топливо отбирается в газообразном состоянии через верх ёмкости, давление в ней падает, и баланс между жидкой и газообразной фракциями топлива меняется. Постепенно жидкое топливо испаряется, и первоначальное давление восстанавливается. Испарение сжиженного нефтяного газа является эндотермическим процессом: жидкая фракция при испарении поглощает тепло. Охлаждение жидкой фракции пропорционально потраченному количеству газообразного топлива и определяет дальнейшее падение давления в ёмкости. При отборе сжиженного газа с постоянной скоростью и в определенном количестве, устанавливается такое равновесное состояние, при котором тепло, необходимое для перехода сжиженного газа из одного физического состояния в другое, компенсируется теплом, поступающем извне через стенки ёмкости в результате теплообмена с внешней средой. Необходимо помнить, что теплообмен между окружающей средой и

ёмкостью происходит только через ту поверхность стенок, которые соприкасаются с жидкой фракцией нефтяного газа.

Если газ отбирается со скоростью большей, чем допустимый предел, температура в ёмкости резко падает – вплоть до образования на поверхности ёмкости слоя льда. Это ухудшает теплообмен с окружающей средой, и в конце отбор топлива из ёмкости прекращается.

Из описания данного процесса следует, что количество газа, которое можно забирать из ёмкости, зависит от интенсивности теплообмена между ёмкостью и окружающей средой. Характер же теплообмена зависит от формы, материала и цвета ёмкости, а также от свойств внешней среды, где она устанавливается. Производители ёмкостей сообщают максимальный допустимый расход для определенных стандартных условий. Обычно он выражается в кг/час. Производительность может меняться от 0,5 кг/час для маленьких баллонов до 20 кг/час для ёмкостей более 5 м³. Следует помнить, что скорость подачи топлива из ёмкости зависит от степени её заполнения. Скорость подачи уменьшается при снижении уровня заполнения. Это происходит из-за того, что давление снижается и поверхность теплообмена ёмкости уменьшается. Чтобы поддерживать достаточное давление на подаче нельзя использовать все содержимое ёмкости. Минимальный уровень заполнения ёмкости, ниже которого подача топлива прекращается, определяется производителем ёмкости и соответствует приблизительно 25% от её объёма.

Из всего этого следует, что действительно можно использовать приблизительно 55% от геометрического объёма ёмкости.

Для расчёта потенциального количества тепла, которое можно получить из хранящегося в ёмкости топлива, используется следующее уравнение:

$$E_S = 0,55 \cdot V_G \cdot d \cdot HTC_{LPG}$$

где:

E_S – количество теплоты, которое можно получить из хранящегося в ёмкости газа (МДж);
 V_G – геометрический объём ёмкости (м³);
 d – плотность сжиженного нефтяного газа, которая равна 0,52 кг/л;
 HTC_{LPG} – низшая теплотворная способность сжиженного нефтяного газа, которая равна приблизительно 46 МДж/кг.

Оценочное число заправок ёмкости в год равно:

$$n = E_U / E_S$$

где:

n - количество заправок ёмкости в год;

E_S - количество теплоты которое можно получить из хранящегося в ёмкости газа (МДж);

E_U - требуемое количество теплоты (МДж).

Необходимо всегда следить за тем, чтобы общая установленная мощность не превышала максимально допустимый расход сжиженного газа из ёмкости, а именно:

$$m_{tank} > m_{users} = P_U / HTC_{LPG}$$

где:

m_{tank} - максимальный расход сжиженного газа из ёмкости (кг/час);

m_{users} - максимальный расход сжиженного газа, необходимый для потребителей (кг/час);

P_U - мощность установленных потребителей (кВт);

HTC_{LPG} - низшая теплотворная способность сжиженного нефтяного газа, которая равна приблизительно 12,78 кВт·ч/кг.

Если расход сжиженного газа превышает предельно допустимое максимальное значение для установленных ёмкостей, его необходимо отбирать в жидком состоянии. В этом случае отбор производят со дна ёмкости, там, где топливо находится в жидком состоянии. Затем с помощью теплообменника (испарителя) происходит процесс испарения. Такая система обеспечивает полное испарение сжиженного нефтяного газа и одновременно позволяет его подогревать, предотвращая образование конденсата. Этот метод применяют тогда, когда стоимость выпаривания оправдывается сложностью системы. Он обязателен в том случае, когда ёмкость размещается в земле, и теплообмен между нею и внешней средой недостаточен.

Снижение внутриемкостного давления, (обычно 5 бар) до рабочего (например, для малых потребителей оно составляет 30 мбар), как правило осуществляется в две стадии.

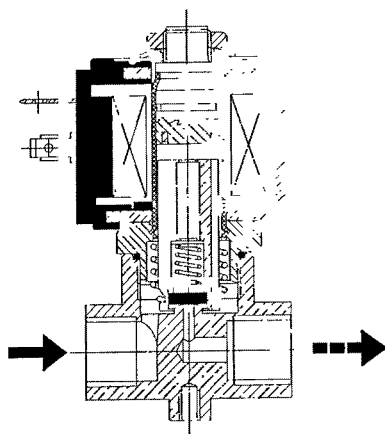


Рисунок 56 Запорный электромагнитный клапан на обратном топливопроводе - положение закрыто

Первый редуктор понижает давление до 1,5 бар, а второй - до 30 мбар (150 мбар - для промышленных горелок).

Сжиженный нефтяной газ в газообразном состоянии имеет плотность более чем на 50% большую, чем воздух, поэтому при случайной утечке он стелится по земле и застаивается в углублениях на полу. Для его удаления не всегда достаточно проветривания помещения.

Следует помнить, что при использовании сжиженного газа датчики загазованности и вентиляционные отверстия следует располагать на уровне пола.

2.6.2 Подача дизельного топлива и керосина

Характеристики гидравлических схем подачи топлива для жидкотопливных или комбинированных горелок зависят от типа топлива, вырабатываемой мощности и логики регулирования нагрузки (одноступенчатые, двухступенчатые или модуляционные). Обычно горелки имеют шестерёнчатый топливный насос и систему электромагнитных клапанов (с одним или несколькими клапанами) для прекращения подачи топлива.

Горелки с плавным регулированием (модуляционные) также имеют запорные электромагнитные клапаны на обратном топливопроводе и регулятор давления, необходимый для изменения производительности.

Для горелок работающих на керосине применяются топливные насосы со специальными характеристиками.

Привод насоса может обеспечиваться как от вала вентилятора горелки, так и от собственного электродвигателя. На рис. 57 показано сечение типичного шестерёнчатого топливного насоса с

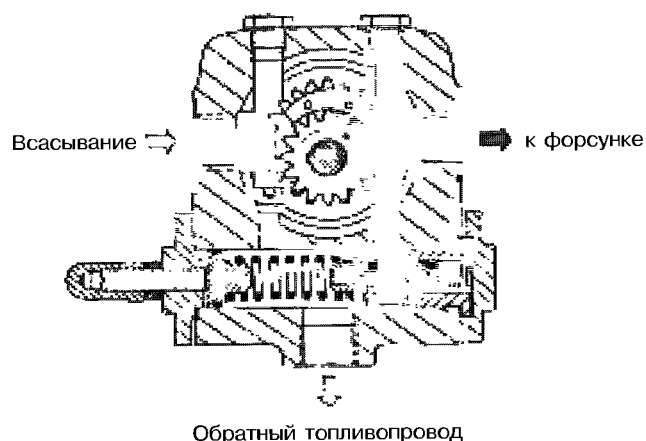


Рисунок 57 Шестерёнчатый топливный насос для моноблочной горелки на жидком топливе

Таблица 13 Краткий список видов лёгкого жидкого топлива

Наименование	Вязкость	- —————> +	
	РУС	Керосин	Диз. топливо
Наименование	I	Kerosene	Gasolio
	UK	Kerosene	Gas oil
	D		Heizol EL
	F	Kerosene	Domestique
Контур подачи	Отбираемое топливо всасывается	Да	Да
	Система подачи самотеком	Да	Да
	Контур под давлением	Да	Да
	Подогрев топливопровода	Нет	Нет

редуктором горелки модели RL 190/M (серия RL моноблочных горелок на дизельном топливе).

В модуляционных (с плавным регулированием) горелках регулятор давления работает одновременно с воздушной заслонкой. Система механических рычагов или электроника постепенно, в нужной пропорции, подают топливо и воздух для горения и добиваются требуемой мощности.

При необходимости линия подачи топлива может быть оборудована реле минимального и максимального давления топлива.

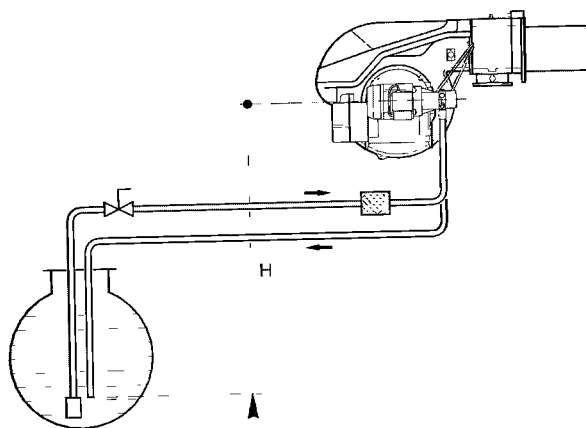


Рисунок 58 Подача дизельного топлива

В приведенной выше таблице даны наименования различных видов жидкого топлива и указаны типичные схемы построения системы топливоподачи для дизельного топлива и керосина.

Системы подачи дизельного топлива, описываемые в данном разделе, являются "двухтрубными", то есть такими, в которых есть подающий топливопровод, идущий от ёмкости к горелкам и обратный топливопровод, идущий от горелки к ёмкости.

Существуют также системы с однотрубной подачей дизельного топлива, в которых нет обратного топливопровода, идущего к ёмкости для хранения топлива. В таких схемах не сгоревшее топливо циркулирует через, установленный в непосредственной близости от горелки, топливный фильтр-деаэрактор.

В зависимости от расположения ёмкости по отношению к горелке, мы можем выделить следующие виды систем топливоснабжения:

1. системы подачи топлива самотёком, в которых забор топлива происходит со дна ёмкости;
2. системы подачи топлива самотёком, в которых забор топлива происходит сверху ёмкости;
3. системы подачи топлива, в которых отбираемое из ёмкости топливо всасывается;
4. системы топливоснабжения с кольцевым контуром.

В первых трёх системах не требуется использовать дополнительный насос, т.к. дизельное топливо циркулирует благодаря насосу горелки.

Система с кольцевым контуром используется тогда, когда расстояние между горелкой и ёмкостью с топливом довольно значительное. Для обеспечения циркуляции топлива в контуре устанавливается дополнительный топливный насос. В этом случае насос горелки будет обеспечивать подачу топлива на форсунку и его распыление.

Температура топлива в изолированных топливопроводах или в топливопроводах, идущих под землей не должна опускаться ниже +2°C.

Первые три системы будут рассмотрены в одном пункте, поскольку они функционируют на основе одних и тех же принципов

2.6.2.1 Самотёчные системы подачи топлива, в которых забор топлива осуществляется со дна или из верхней части топливной ёмкости; системы, в которых отбираемое топливо всасывается из топливной ёмкости.

Как мы уже говорили, системы этих трёх типов имеют общее свойство - топливный насос горелки должен обеспечивать поступление топлива от ёмкости для хранения топлива к форсункам горелки.

В системах с подачей топлива самотёком со дна топливной ёмкости (рис. 21) разница по высоте между верхним уровнем топлива и центром тяжести насоса должна быть меньше значения, указываемого производителем горелок (обычно оно составляет от 4 до 10 метров). Это необходимо для того, чтобы не повредить уплотнительные прокладки насоса.

В системах подачи топлива самотёком в которых подача топлива производится сверху (рис. 20А) разница по высоте между центром тяжести насоса и наивысшей точкой контура подачи топлива не должна превышать значения указываемого производителем горелок (обычно оно составляет от 4 до 10 метров). Это необходимо для того, чтобы не повредить уплотнительные прокладки насоса.

Кроме того, чтобы насос мог самостоятельно прокачать через себя топливо во время первого запуска горелки, высота Н не должна превышать 4 метра.

В системах с всасыванием топлива (рис. 20В), нельзя превышать разрежение в насосе более 50.000 Па (0,50 бар). Иначе топливо начинает испаряться и образовавшийся газ будет препятствовать нормальной работе насоса.

Размеры топливопроводов можно рассчитать с помощью специальных таблиц, которые составляются производителем горелок. В этих таблицах в зависимости от типа системы топливоснабжения приводится разница по высоте между точкой отбора топлива и центром тяжести насоса, диаметр топливопровода, максимально допустимая длина топливопровода (принимается как сумма длин участков всасывающего топливопровода).

Одна из таких таблиц приведена ниже в качестве примера (таб. 14).

Для теоретического расчета топливопровода мы можем воспользоваться методом, описанным ниже, в пункте о системах с кольцевым контуром топливоснабжения.

Независимо от системы, на подающем топливопроводе необходимо установить топливный фильтр для задержания воды и грязи а также донный клапан на конце подающего топливопровода в ёмкости для хранения топлива

+Н -Н (м)	Длина топливопровода (м)					
	RL 70 Ø (мм)			RL 100-130-190 Ø (мм)		
	10	12	14	12	14	16
+4,0	51	112	150	71	138	150
+3,0	45	99	150	62	122	150
+2,0	39	86	150	53	106	150
+1,0	32	73	144	44	90	150
+0,5	29	66	132	40	82	150
0	26	60	120	36	74	137
-0,5	23	54	108	32	66	123
-1,0	20	47	96	28	58	109
-2,0	13	34	71	19	42	81
-3,0	7	21	46	10	26	53
-4,0	-	8	21	-	10	25

Таблица 14 Расчёт длины топливопровода для дизельного топлива

Ёмкость для хранения топлива также должна быть оборудована устройствами, предусмотренными местным законодательством (воздушник, отсечные устройства и.т.д.).

2.6.2.2 Системы топливоподачи с кольцевым контуром.

Если из-за того, что расстояние и/или разница по высоте между насосом и ёмкостью больше, чем предельное указанное производителем горелок значение, то необходимо использовать систему топливоподачи с кольцевым контуром.

Контур кольцевого типа представляет из себя замкнутую систему топливопроводов, по которым осуществляется циркуляция топлива посредством дополнительного циркуляционного насоса. Забор топлива осуществляется из ёмкости для хранения топлива. Неиспользованная часть топлива возвращается обратно в ёмкость.

Насосный агрегат P2 (основное кольцо) (рис.22)

Насосный агрегат должен иметь производительность, по крайней мере, в два раза превосходящую сумму максимального расхода горелок и должен состоять из пары насосов и фильтров, а также иметь возможность переключения через байпас

$$Q_{P2} = 2 \cdot (\Sigma M_i)$$

2.6.2-1

Где M_i - это производительность насоса, затрачиваемая на одну горелку.

Этот запас производительности необходим для того, чтобы обеспечить постоянное давление в контуре, независимо от того, в каком режиме будут работать горелки.

Насосный агрегат должен иметь топливный фильтр с картриджем в виде металлической

сетки для предотвращения попадания воды и грязи.

Напор насосного агрегата необходимо рассчитывать на основе остаточного давления в контуре и потери давления в топливопроводе. Расчёт приведен ниже.

Если нет точной информации от изготовителя горелок о производительности насоса, можно использовать следующие стандартные параметры:

- для многоступенчатых горелок: $M=1,3-1,5 \cdot m$
 - для модуляционных горелок: $M=2,0-2,5 \cdot m$
- где m - это расход топлива при работе горелки на максимальной мощности.

Топливопроводы

Поскольку дизельное топливо имеет небольшую вязкость, диаметр топливопровода подбирается с учётом скорости течения топлива в условиях турбулентности.

Потеря давления в топливопроводе складывается из суммы потерь давления (на трение) распределённых вдоль данного топливопровода и местных потерь давления в соединительных элементах и арматуры (фильтры, вентили и т.д.).

Местные потери давления в арматуре подсчитывается по методу эквивалентной длины. Каждому элементу системы, в котором происходят местные потери давления, соответствует прямолинейный отрезок топливопровода такой длины, на которой произошли бы такие же потери давления.

Чтобы правильно рассчитать диаметр топливопровода, используются следующие параметры:

$L_{\text{фак}}$ - фактическая длина топливопровода (м);

$L_{\text{эвив}}$ - сумма эквивалентных длин, которым были сопоставлены соединительные элементы и элементы арматуры с местными потерями давления (м);

$L_{\text{общ}}$ - общая длина топливопровода, равная сумме фактической и эквивалентной длины (м):

$$L_{\text{общ}} = L_{\text{фак}} + L_{\text{эвив}} \quad (м) \quad 2.6.2-2$$

Эквивалентные длины, соответствующие местному гидравлическому сопротивлению элементов арматуры, должны браться из технических спецификаций, поставляемых производителем. Если таких данных нет, можно обратиться к таблицам, указанным в разделе 5, где даны эквивалентные длины, соответствующие основным видам элементов с местными сопротивлениями.

Все фильтры необходимо рассчитывать с учётом реальных потерь давления, которые указываются их производителем. Если точные

потери давления не известны, фильтр можно сравнить с открытым вентилем.

Расчётная производительность будет равна производительности насосного агрегата, установленного на основном кольце.

При расчёте подающего топливопровода диаметр выбирается в зависимости от максимальной допустимой скорости движения топлива, которая равна 1 - 2 м/с, по формуле:

$$d_{\text{пода}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{пода}}}} \quad 2.6.2-3$$

где:

$d_{\text{пода}}$ - внутренний диаметр подающего топливопровода

Q - объёмный расход жидкого топлива (м³/с), который равен m/ρ , где ρ - это плотность дизельного топлива, расчёт которой приведён ниже, а m - это массовый расход дизельного топлива;

$V_{\text{пода}}$ - скорость потока жидкого топлива в подающем топливопроводе, которая равна 1,5 м/с.

Из стандартных типоразмеров выбирается трубопровод с диаметром, следующим за тем, который рассчитан по формуле 2.6.2-3.

После того, как определён диаметр топливопровода, необходимо рассчитать точную скорость потока в топливопроводе с помощью уравнения 2.6.2-3. Для определения реальных параметров гидравлической системы сначала вычисляется число Рейнольдса по следующей формуле:

$$Re = \frac{d_{\text{пода}} \cdot V_{\text{пода}}}{\gamma} \quad 2.6.2-4$$

где:

Re - число Рейнольдса;

$d_{\text{пода}}$ - внутренний диаметр подающего топливопровода (м);

$V_{\text{пода}}$ - скорость потока жидкого топлива (м/с);

γ - кинематическая вязкость жидкого топлива при температуре его транспортировки, м²/с.

Если $Re > 2,320$, то поток называется турбулентным, в противном случае ламинарным.

Размеры всасывающего топливопровода от ёмкости с топливом до насоса подбирается в зависимости от максимальных потерь давления, допустимых согласно проекту.

Максимальные проектные потери давления равняются:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{\text{амн}} - \Delta h_{\text{асп}} - \Delta p_{\text{acc}} \quad [Па] \quad 2.6.2-5$$

где:

$\Delta P_{\text{амн}}$ - абсолютное давление, допустимое на всасывании (высота столба жидкости под

всасывающим патрубком насоса), которое указывается производителем насоса. Если оно не указано, это давление берётся не меньше, чем 50,660 Па (0,5 бар);

Δh_{asp} - высота (столба жидкости) на всасывании (Па);

ΔP_{acc} - потери давления, вызванные присутствием элементов арматуры, не учтённых при расчёте эквивалентной длины всасывающего топливопровода (фильтры и т.д.) (Па).

Высота (столба жидкости) на всасывании равна:

$$\Delta h_{asp} = \Delta h_{geom} \cdot \rho \cdot 9,81 [Па] \quad 2.6.2-6$$

где:

Δh_{geom} - разница высоты между контрольной точкой уровня топлива в ёмкости и центром нагнетательного насоса (м);

ρ - плотность дизельного топлива (кг/м³).

Значение Δh_{geom} будет положительным, если контрольная точка уровня топлива в ёмкости находится ниже, чем центр насоса, и отрицательным, если контрольная точка уровня топлива в ёмкости находится выше, чем центр насоса.

Плотность жидкого топлива связана с температурой следующей формулой:

$$\rho = \frac{\rho_{15}}{1 + \beta \cdot (t - 15)} \quad 2.6.2-7$$

где:

ρ - плотность жидкого топлива (кг/м³);

ρ_{15} - плотность жидкого топлива при температуре 15°C, которая равна 865 кг/м³;

t - температура перекачиваемого топлива, которая равна 2°C;

β - коэффициент теплового расширения, равен 0,00064°C⁻¹

Если поток топлива ламинарный, диаметр всасывающего топливопровода определяется по следующей формуле:

$$d_{ec} = \sqrt{42 \cdot \frac{\gamma \cdot L_{общ}^{ec} \cdot m}{\Delta P_{ec}}} \quad 2.6.2 - 8$$

где:

d_{ec} - внутренний диаметр всасывающего топливопровода (м);

γ - кинематическая вязкость жидкого топлива при температуре перекачивания (м²/с);

$L_{общ}^{ec}$ - общая длина всасывающего топливопровода, равная сумме фактической и эквивалентной длин (м);

m - массовая производительность насосного агрегата (кг/с);

ΔP_{ec} - максимальные потери давления (разрежение) предусмотренное проектом (Па).

На практике кинематическая вязкость выражается в сСт или в единицах измерения, зависящих от типа вискозиметра, используемого для измерения вязкости (Энглера, универсальный Сайболта, градусы Редвуда, и т.д.). Поэтому перед расчётом, с помощью таблиц и графиков перевода единиц, приведённых в разделе 5, кинематическую вязкость необходимо перевести в сСт.

При этом следует помнить, что:

$$1 \text{ cSt} = 1 \text{ мм}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \quad 2.6.2 - 9$$

Если поток турбулентный, диаметр всасывающего топливопровода определяется по следующей формуле:

$$d_{ec} = \sqrt[5]{0,00084 \cdot \frac{f \cdot L_{общ}^{ec} \cdot m^2}{\Delta P_{ec}}}$$

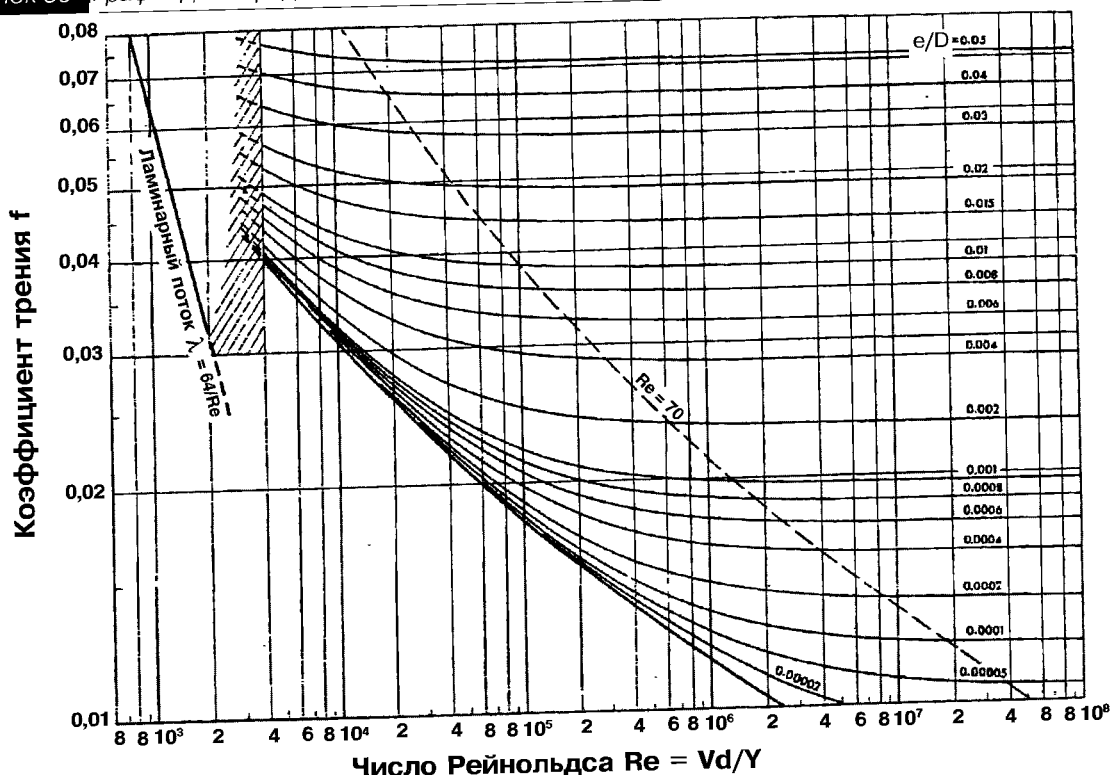
где:

d_{ec} - внутренний диаметр всасывающего топливопровода (м);

Материал	Вид стены	Абсолютная шероховатость (мм)
Трубы, полученные методом вытягивания, новые (медь, латунь, бронза, легкий сплав). Трубы из синтетического материала, новые	Гладкая техническая стена	0,0013 – 0,0015
Не сварные трубы, новые	Прокатная пленка	0,02 – 0,06
	Травленая поверхность	0,03 – 0,04
	Оцинковка	0,07 – 0,16
Трубы, сваренные вдоль, новые	Прокатная пленка	0,4 – 0,1
	Просмоленная	0,01 – 0,05
	Оцинковка (гальваническая)	0,008
Стальные трубы после длительной эксплуатации	Умеренно ржавые или слегка покрытые накипью	0,15 – 0,2
	Сильно покрытые накипью	До 3

Таблица 15 Абсолютная шероховатость трубопроводов

Рисунок 59 График для определения коэффициента трения f



f - коэффициент трения, который определяется по графику, приведённому на рис. 59, в зависимости от Re и относительной шероховатости e/D , где e - это абсолютная шероховатость в мм;

$L_{\text{вс.общ}}$ - общая длина всасывающего топливопровода, равная сумме фактической и эквивалентной длин (м);

m - массовая производительность насосного агрегата (кг/с);

$\Delta P_{\text{вс}}$ - максимальные потери давления (разрежение) предусмотренное проектом (Па).

В таблице 15 приведены значения абсолютной шероховатости для некоторых типов трубопроводов.

Рассчитанный таким образом диаметр в любом случае не должен быть меньше 6 мм.

Рассчитав вышеупомянутый диаметр, с помощью формулы 2.6.2-3 необходимо убедиться в том, что скорость потока не опускается меньше 0,15 м/с:

$$V_{\text{вс}} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{d_{\text{вс}}^2}{4}} \quad 2.6.2-10$$

где:

$d_{\text{вс}}$ - внутренний диаметр всасывающего трубопровода (м);

Q - объёмный расход жидкого топлива (м³/с).

Если скорость течения топлива меньше, чем предельное значение равное 0,15 м/с, необходимо действовать следующей схеме:

- диаметр всасывающего топливопровода, который обеспечил бы эту минимальную скорость, рассчитывается по следующей формуле:

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot 0,15}} \quad 2.6.2-11$$

- общая максимальная длина топливопровода (фактическая + эквивалентная) должна быть такой, чтобы не превысить проектные потери давления и рассчитывается по следующей формуле:

для ламинарного потока

$$L_{\text{вс.общ}} = \frac{d_{\text{вс}}^4 \cdot \Delta P_{\text{вс}}}{42 \cdot \gamma \cdot m} \quad 2.6.2-12$$

Рисунок 60 Клапан регулирования давления

Рисунок 61 Подогреватель мазута

$$L_{\text{общ}}^{\text{вс}} = \frac{d_{\text{вс}}^5 \cdot \Delta P_{\text{вс}}}{0,00084 \cdot \gamma \cdot m} \quad 2.6.2-13$$

Насос должен находиться на таком расстоянии от ёмкости с топливом, которое не превышает $L_{\text{общ}}^{\text{вс}}$, с учётом того, что данное расстояние складывается из фактической и эквивалентной длин.

Если полученный в результате расчётов диаметр будет меньше 6 мм, необходимо использовать топливопровод с внутренним диаметром 6 мм, но при этом использовать более мощный насос, чтобы скорость жидкости превышала 0,15 м/с.

Клапаны регулирования давления

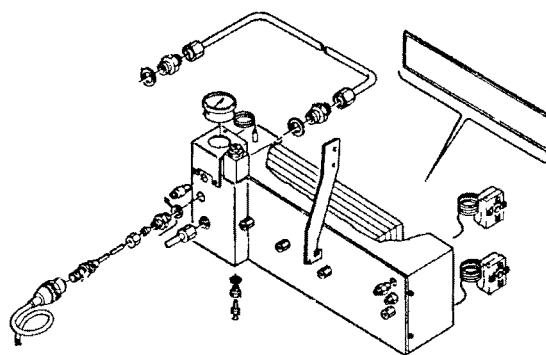
Клапаны регулирования давления служат для поддержания давления и, следовательно, расхода на каком-либо определённом участке кольцевого контура.

Они устанавливаются на основном кольце, как правило, между всасывающим и обратным топливопроводами и состоят из чугунного корпуса с гидравлическими муфтами для высокого и низкого давления и регулировочного байпасного поршня с пружиной и устройством для регулирования.

Клапан регулирования давления даже при сильном изменении производительности стабильно поддерживает заданное давление в кольцевом контуре.

Данные клапаны выбираются на основе следующих проектных данных:

- расход равен расходу насосного агрегата в данном контуре;
- давление колеблется в диапазоне от 100000 до 400000 Па (1 - 4 бар).



2.6.3 Подача тяжелого жидкого топлива (мазута)

Для кольцевых контуров, обслуживающих мазутные горелки, верны те же расчёты, что и для горелок, работающих на дизельном топливе и керосине. Единственное отличие заключается в том, что в контуре устанавливается электрический или водяной подогреватель (рис. 61).

Основная характеристика мазута, которая определяет тип системы, - это вязкость. Вязкость мазута, в свою очередь, зависит от температуры.

В таблице 16 даны коммерческие наименования различных видов мазута и указаны типичные схемы построения системы топливоснабжения в зависимости от вязкости топлива.

Системы подачи топлива в горелках, работающих на топливе с высокой вязкостью, можно разделить на два вида:

- самотёчные;
- кольцевые системы.

Системы первого типа, используемые только для многоступенчатых горелок (но не для

	Вязкость	- → +			
Наименование	РУС	Лёгкий мазут		Мазут	Гудрон
	I	Olío combustibile fluido	Olío combustibile semidenso	Olío combustibile denso	Catrame
	UK	Light fuel oil	Medium fuel oil	Heavy fuel oil	Tars
	D	Heizol M	Heizol S	Heizol S	Teer
	F	Lourd N.1		Lourd N.2	Bitumen
	USA	6			
Контур подачи	Отбираемое топливо всасывается	нет	нет	нет	Не горюч
	Система подачи самотёком	Да (не всегда)	Нет	Нет	
	Контур под давлением	Да	Да	Да	
	Подогрев топливопровода	Опционно	Рекомендуется	Да	

Таблица 16 Краткий список видов мазута

модуляционных) рекомендуется применять только для жидкого топлива с низкой вязкостью ($<3^{\circ}\text{E}$ при 50°C). Их можно использовать только в том случае, если насос горелки может обеспечить достаточный напор. В настоящее время они слабо распространены.

В данном параграфе описаны системы второго типа, с кольцевым контуром, которые лучше подходят для обеспечения нормальных рабочих условий.

Как правило, они состоят из двух кольцевых и одного транспортировочного контура. Основной контур служит для циркуляции мазута через рабочий бак. По вторичному контуру мазут подаётся от первичного контура к горелке. Транспортный контур служит для перекачивания мазута от ёмкости для хранения к рабочему баку.

На каждый контур работает свой собственный насос. Насосы для первичного и транспортного контуров должны подбираться инженером, который проектирует систему топливоснабжения, а насос для вторичного контура поставляется вместе с горелкой в качестве стандартного аксессуара.

Выбор варианта зависит от типа горелки: многоступенчатая она или модуляционная. Можно свести все возможные системы к следующим основным типам:

1. система кольцевого типа для многоступенчатых горелок с рабочим баком;
2. система кольцевого типа для модуляционных горелок с рабочим баком;
3. система кольцевого типа для многоступенчатых горелок без рабочего бака;
4. система кольцевого типа для модуляционных горелок без рабочего бака.

2.6.3.1 Системы кольцевого типа для многоступенчатых горелок с рабочим баком или без него

Схема этих систем показана на рис. 23 и 24.

В данном пункте мы расскажем, как правильно подобрать компоненты для основного контура.

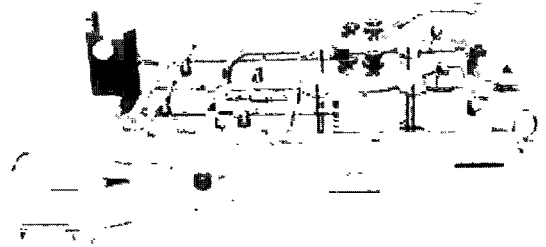
Ёмкость для хранения топлива

При определении объёма топливной ёмкости необходимо найти компромисс между стоимостью перекачивания топлива, надёжной сохранностью и стоимостью установки.

В качестве грубого приближения можно взять следующие два типа:

- две ёмкости по 45000 кг;
- три ёмкости по 25000 кг.

Рисунок 62 Насосы для жидкого топлива



Насосный агрегат Р (транспортное кольцо)

Данный агрегат устанавливается только в системах с рабочими баками.

Этот насосный агрегат, именуемый транспортным, должен иметь производительность, в 1,2+1,5 раза превышающую максимальный пиковый расход топлива. Насосный агрегат должен состоять из двух насосов с фильтрами с возможностью переключения через байпас.

Производительность насосного агрегата равна:

$$Q_{PI} = 1,2 \div 1,5 \cdot (\sum m_i) \quad 2.6.2-14$$

m_i - максимальный расход топлива на i -той горелке;

M_i - производительность насоса i -той горелки.

Фильтр на насосном агрегате должен устанавливаться самоочищающийся пластинчатый или аналогичный ему, с подогревателем. Размер ячеек фильтра должен составлять от 400 до 600 микрон.

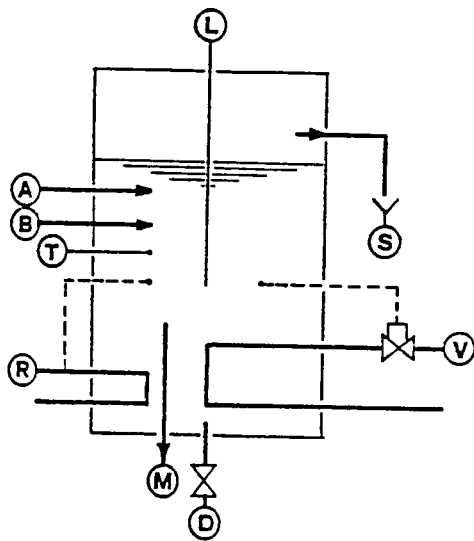
Насосы для жидкого топлива бывают шестерёнчатые или винтовые, моноблочного типа, либо с отдельно стоящим двигателем. Скорость вращения обычно низкая (900 - 1400 оборотов в минуту), и, как правило, чем выше вязкость топлива, тем меньше скорость вращения.

Обычно предлагается насосный агрегат уже укомплектованный фильтром, насосами, клапаном регулировки давления, манометром, обратным клапаном и запорным вентилем. Как правило, насос обеспечивает напор 100000 - 600000 Па (1 - 6 бар).

Рабочий бак SB 2

Рабочий бак действует как связующее звено между транспортным и кольцевым участками при окончательном подогреве топлива. Он позволяет накапливать некоторое количество топлива на участке между ёмкостью для хранения и горелкой. Рабочий бак должен удовлетворять следующим требованиям:

Рисунок 63 Рабочий бак



- A - линия подачи топлива из ёмкости для хранения
- B - линия рециркуляции топлива
- D - слив из бака
- L - указатель уровня топлива в баке
- M - линия подачи топлива на горелку
- R - электрический подогреватель
- V - паро/водяной подогреватель
- S - слив при переполнении

- ёмкость бака должна в 2 - 3 раза превышать сумму максимального часового расхода всех горелок:

$$V_S = 2 \div 3 \cdot \Sigma(M_i) \text{ (кг)} \quad 2.6.2 - 15$$

- топливо должно подаваться в нижнюю часть рабочего бака;
- в баке должны быть два совместно работающих подогревателя (электрический и паро/водяной) с возможностью аварийного отключения, установленные друг над другом выше точки поступления топлива;
- отбор топлива должен производиться из точки расположенной выше подогревателей.

Бак должен быть оборудован следующими устройствами:

- Сливной патрубок для отвода воды и грязи из рабочего бака;
- Устройство контроля уровня топлива в рабочем баке, подающее аварийный сигнал при достижении минимального и максимального уровня и оборудованное системой самоконтроля;
- Патрубок соединения с атмосферой,
- Патрубок для слива топлива при переполнении рабочего бака, соединённый с ёмкостью для хранения топлива.

Насосный агрегат P2 (основной контур)

Производительность насосного агрегата основного контура должна не менее чем в 3 раза превышать сумму максимального расхода

топлива по всем горелкам. Насосный агрегат включает в себя два насоса с фильтрами и возможностью переключения через байпас:

$$Q_{P2} = 3 \cdot (\Sigma M_i) \quad 2.6.2-16$$

Такой запас вызван необходимостью поддержания постоянного давления независимо от того, в какой комбинации и на каких ступенях будут работать горелки.

Насосный агрегат должен быть оборудован самоочищающимся пластинчатым или аналогичным ему фильтром с электроподогревом. Размер ячеек фильтра должен составлять от 200 до 300 микрон.

Напор этого насосного агрегата рассчитывается в зависимости от того, какое давление в кольцевом контуре он должен поддерживать. Как правило, это давление составляет более 1 бар. Потери давления в топливопроводе рассчитывается по методу, приведенному далее.

Напомним, что при отсутствии точной информации от изготовителя горелок, касающейся производительности установленных насосов, можно воспользоваться следующими данными:

- для многоступенчатых горелок: $M = 1,3 \div 1,5 \text{ м}$
- для модуляционных горелок: $M = 2,0 \div 2,5 \text{ м}$

Клапаны регулирования давления

Клапаны для регулирования давления служат для поддержания заданного давления, а, следовательно, и требуемого расхода на определённых участках кольцевого контура. Они устанавливаются на основном кольце - как правило, между всасывающим и обратным топливопроводами насоса горелки и состоят из чугунного корпуса с гидравлическими муфтами для высокого и низкого давления, регулировочного байпасного поршня с пружиной и вентиля для регулирования.

Клапан регулирования давления даже при сильном изменении производительности стабильно поддерживает заданное давление в кольцевом контуре.

Данные клапаны выбираются на основе следующих проектных данных.

- расход клапана равен расходу насосного агрегата в данном контуре;
- давление может изменяться в диапазоне от 50000 до 500000 Па (0,5 - 5 бар), но, как правило, используется в более узком диапазоне от 100000 до 400000 Па (1 - 4 бар).

Расчёт топливопроводов

Потери давления в топливопроводе складывается из суммы потерь давления (на трение), распределённых вдоль данного топливопровода, и местных потерь давления в

соединительных элементах и арматуре (фильтры, вентили и т.д.).

Чтобы правильно рассчитать размеры топливопровода используют следующие параметры:

$L_{\text{фак}}$ - фактическая длина топливопровода (м);

$L_{\text{эквив}}$ - сумма эквивалентных длин, которым были сопоставлены соединительные элементы и элементы арматуры с местными потерями давления (м);

$L_{\text{общ}}$ - общая длина топливопровода, равная сумме фактической и эквивалентной длины (м):

$$L_{\text{общ}} = L_{\text{фак}} + L_{\text{эквив}} \quad (\text{м}) \quad 2.6.2-17$$

Эквивалентные длины, соответствующие местному гидравлическому сопротивлению элементов арматуры, должны браться из технических спецификаций, поставляемых производителем. Если таких данных нет, можно обратиться к таблицам в разделе 5, где даны эквивалентные длины, соответствующие основным видам элементов с местным сопротивлением.

Все фильтры необходимо рассчитывать с учётом реальной потери давления, которая указывается их производителем. Если точные данные не известны, фильтр можно сопоставить с открытым вентилем.

Следующую процедуру можно применять как к транспортному, так и к первичному контуру.

Чтобы правильно рассчитать топливопровод, кольцевой контур необходимо разделить на две части:

- всасывающий топливопровод;
- подающий топливопровод.

На подающем трубопроводе, как правило, не возникает каких-либо проблем, т.к. создаваемый насосом напор находится в пределах 300000 - 500000 Па (3 - 5 бар). Для всасывающего топливопровода существуют определённые пределы разрежения, за которые нельзя выходить. Иначе может начаться процесс газообразования (кавитации), который приведет к созданию в насосе газовых пробок. Это значение (высота столба жидкости под всасывающим патрубком насоса) сообщается производителем насоса, но в любом случае не может быть меньше 50000 Па (0,5 бар).

Диаметр всасывающего топливопровода подбирается в зависимости от следующих параметров:

- максимальные потери давления, предусмотренные проектом $\Delta P_{\text{проект}}^{\text{вс}} \quad (\text{Па})$;
- минимальная скорость $V_{\text{мин}}^{\text{вс}}$, которая равна 0,15 м/с;
- минимальный внутренний диаметр $d_{\text{мин}}^{\text{вс}}$, который должен быть не меньше, чем 0,008 м.

Максимальные проектные потери давления равняются:

$$\Delta P^{\text{вс}} = \Delta P_{\text{амп}} - \Delta h_{\text{асп}} - \Delta P^{\text{вс}}_{\text{асс}} \quad (\text{Па}) \quad 2.6.2-18$$

где:

$\Delta P_{\text{амп}}$ - абсолютное давление, допустимое на всасывании (высота столба жидкости под всасывающим патрубком насоса), которое указывается производителем насоса. Если оно не указано, это давление берётся не меньше, чем 50000 Па (0,5 бар);

$\Delta h_{\text{асп}}$ - высота (столба жидкости) на всасывании (Па);

$\Delta P^{\text{вс}}_{\text{асс}}$ - потери давления, вызванные присутствием элементов арматуры, не учтённых при расчёте эквивалентной длины всасывающего топливопровода (фильтры и т.д.) (Па).

Высота столба мазута на всасывании равна:

$$\Delta h_{\text{асп}} = \Delta h_{\text{геом}} \cdot \rho \cdot 9,81 \quad (\text{Па}) \quad 2.6.2-19$$

где:

$\Delta h_{\text{геом}}$ - разница высоты между контрольной точкой уровня мазута в ёмкости и центром нагнетательного насоса (м);

ρ - плотность топлива (кг/м³).

Значение $\Delta h_{\text{геом}}$ будет положительным, если контрольная точка уровня мазута в ёмкости находится ниже центра насоса, и отрицательным, если контрольная точка уровня мазута в ёмкости находится выше центра.

Плотность мазута связана с температурой следующей формулой:

$$\rho = \frac{\rho_{15}}{1 + \beta \cdot (t - 15)} \quad 2.6.2-20$$

где:

ρ - плотность мазута (кг/м³);

ρ_{15} - плотность мазута при температуре 15°C, которая равна 990 кг/м³;

t - температура перекачиваемого мазута, °C;

β - коэффициент теплового расширения, равен 0,00063°C⁻¹.

Температура транспортировки мазута определяется в зависимости от конструктивных ограничений насосного агрегата, которые не могут перекачивать мазут с вязкостью, большей предельного значения при данной температуре. Как правило, вязкость меняется в диапазоне от 30°E до 50°E (228 - 380 сСт), что соответствует температуре транспортировки мазута 50 - 60 °C. Существуют насосные агрегаты, которые могут перекачивать жидкость с вязкостью более 100°E. В любом случае не рекомендуется превышать вязкость 50°E.

Диаметр всасывающего топливопровода определяется по следующей формуле:

$$d_{ec} = \sqrt{42 \cdot \frac{\gamma \cdot L_{общ}^{ec} \cdot m}{\Delta P^{ec}}} \quad 2.6.2 - 21$$

где:

$d_{вс}$ - внутренний диаметр всасывающего топливопровода (м);

γ - кинематическая вязкость мазута при температуре перекачивания (m^2/c);

$L_{общ}$ - общая длина всасывающего топливопровода, равная сумме фактической и эквивалентной длин (м);

m - массовая производительность насосного агрегата (кг/с);

ΔP - максимальные потери давления (разрежение), предусмотренные проектом (Па).

Необходимо обратить внимание на то, что на практике кинематическая вязкость выражается в сСт или в единицах измерения, зависящих от типа вискозиметра, используемого для измерения вязкости (Энглера, универсальный Сайболта, градусы Редвуда, и т.д.). Поэтому перед тем, как использовать предыдущую формулу, с помощью таблиц и графиков перевода единиц, приведенных в разделе 5, кинематическую вязкость необходимо сначала перевести в сСт. При этом следует помнить о том, что:

$$1 \text{ сСт} = 1 \text{ мм}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \quad 2.6.2 - 22$$

Чтобы определить минимальный внутренний диаметр всасывающего топливопровода, необходимо определить общую длину топливопровода и, следовательно, его эквивалентную длину, которая, в свою очередь, зависит от внутреннего диаметра топливопровода.

Поэтому сначала необходимо взять какое-то начальное приблизительное значение диаметра будущего топливопровода и определить его эквивалентную длину. Для того, чтобы взять это первое приближение диаметра, следует также определиться, какой будет скорость потока мазута. С этим значением диаметр связан следующей формулой:

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{вс}}} \quad 2.6.2-23$$

где:

$d_{вс}$ - внутренний диаметр всасывающего топливопровода;

Q - объёмный расход мазута (m^3/c);

$V_{вс}$ - скорость потока мазута, которая равна 0,15 - 0,20 м/с.

После того, как определилась эквивалентная и, следовательно, общая длина топливопровода, с помощью уравнения (2.6.2.21) можно рассчитать минимальный

внутренний диаметр всасывающего топливопровода.

Если рассчитанный таким способом диаметр заметно отличается от того приблизительного диаметра, который мы взяли для расчёта эквивалентной длины, эти эквивалентные длины необходимо пересчитать, подставив в уравнение (2.6.2-23) новый диаметр. А затем снова рассчитать диаметр с помощью уравнения (2.6.2-21).

Из стандартного типоряда надо выбрать трубу такого диаметра, который будет ближе всего к диаметру, рассчитанному по формуле (2.6.2-21), с округлением в большую сторону.

Теперь можно проверить скорость во всасывающем топливопроводе по следующей формуле:

$$V_{вс} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{d_{вс}^2}{4}} \quad 2.6.2-24$$

где:

$d_{вс}$ - внутренний диаметр всасывающего топливопровода (м);

Q - объёмный расход мазута (m^3/c).

Если скорость перекачки меньше, чем предельное значение, которое равно 0,15 м/с, необходимо действовать по следующей схеме:

- диаметр всасывающего топливопровода, который обеспечил бы эту минимальную скорость, рассчитывается по следующей формуле:

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot 0,15}} \quad 2.6.2-25$$

- общая максимальная длина всасывающего топливопровода (фактическая + эквивалентная), должна быть такой, чтобы не превысить проектные потери давления и рассчитывается по следующей формуле:

$$L_{вс. max} = \frac{d_{вс}^4 \cdot \Delta P_{вс}}{42 \cdot \gamma \cdot m} \quad 2.6.2-26$$

Расстояние между насосом и ёмкостью с топливом не должно превышать $L_{вс}$, которое является суммой фактической и эквивалентной длин.

Если полученный в результате расчетов диаметр будет меньше 0,008 м, то необходимо использовать трубу с внутренним диаметром 0,008 м и более мощный насос, чтобы скорость жидкости превышала 0,15 м/с.

При расчёте подающего топливопровода, необходимо с помощью формулы (2.6.2-23) подобрать его диаметр в зависимости от максимальной допустимой скорости, которая равна 0,6 м/с, а именно:

$$d_{\text{подача}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{подача}}}} \quad 2.6.2-27$$

где:

$d_{\text{подача}}$ - внутренний диаметр подающего топливопровода

Q - объёмный расход мазута ($\text{м}^3/\text{с}$);

$V_{\text{подача}}$ - скорость потока жидкого топлива, которая равна 0,6 м/с.

Из стандартного типоряда надо выбрать трубу такого диаметра, который будет ближе всего к диаметру, рассчитанному по формуле (2.6.2-23), с округлением в большую сторону. После этого мы вычисляем потери давления во всем контуре (транспортном или первичном кольце) по следующей формуле:

$$P_{\text{подача}} = \frac{42 \cdot \gamma \cdot L_{\text{подача}} \cdot m}{d_{\text{подача}}^4} \quad 2.6.2-28$$

где:

$d_{\text{подача}}$ - внутренний диаметр подающего топливопровода (м);

γ - кинематическая вязкость жидкого топлива при температуре перекачивания ($\text{м}^2/\text{с}$);

$L_{\text{подача}}$ - общая длина подающего топливопровода, равная сумме фактической и эквивалентной длин (м);

m - массовая производительность насосного агрегата (кг/с);

$\Delta P_{\text{подача}}$ - расчётные потери давления (разрежение) предусмотренные проектом (Па).

К расчётным потерям давления необходимо добавить потери давления в различной арматуре (фильтры и т.д.), которая установлена на подающем топливопроводе, потери давления в подающем топливопроводе и разницу по высоте между всасывающим и подающим топливопроводами:

$$\Delta P_{\text{tot}} = \Delta P_{\text{подача}} + \Delta P_{\text{acc}} + g \cdot \rho \cdot \Delta H_{\text{топливопроводов}} \quad [\text{Па}] \quad 2.6.2-29$$

где:

ΔP_{tot} - общие потери давления (Па);

$\Delta P_{\text{подача}}$ - расчётные потери давления в подающем топливопроводе (Па);

ΔP_{acc} - потери давления, в элементах арматуры, не учтённых при расчёте эквивалентной длины подающего топливопровода (фильтры и так далее) (Па);

$\Delta H_{\text{топливопроводов}}$ - разница по высоте между всасывающим и подающим топливопроводом (м);

ρ - плотность жидкого топлива ($\text{кг}/\text{м}^3$);

g - ускорение свободного падения ($\text{м}/\text{с}^2$).

Сумма полученного значения, и остаточного напора в контуре должна быть меньше, чем напор насоса:

$$\Delta P_{\text{насоса}} \geq \Delta P_{\text{контюра}} + \Delta P_{\text{tot}} \quad (\text{Па}) \quad 2.6.2-30$$

где:

$\Delta P_{\text{насоса}}$ - напор насосного агрегата (Па);

$\Delta P_{\text{контюра}}$ - напор, который должен поддерживаться в контуре, $> 100000 \text{ Па}$ ($> 1 \text{ бар}$) (Па);

ΔP_{tot} - общие потери давления в топливопроводах (Па).

Если результат отрицательный, необходимо выполнить одно из следующих действий:

- уменьшить длину подающего топливопровода (и сократить потери давления);
- увеличить диаметр подающего топливопровода (и сократить потери давления);
- использовать другой насосный агрегат, чтобы обеспечить требуемый напор.

Рекомендуется использовать для устройства топливопроводов стальные бесшовные трубы.

2.6.3.2 Системы кольцевого типа для модуляционных горелок с рабочим баком или без него

Схема подачи топлива для модуляционных горелок показана на рисунках 23 и 24.

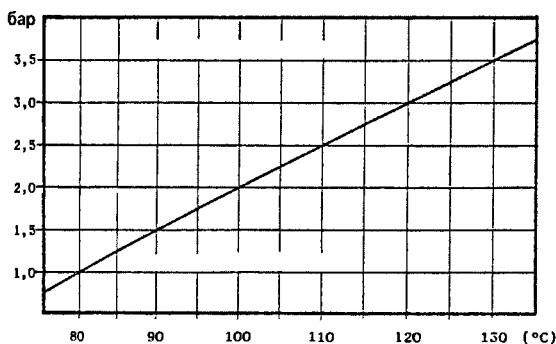
Данная система похожа на предыдущую, за исключением соединения вторичного контура горелки с первичным подающим контуром. Это соединение может быть сделано через ёмкость для удаления газа (дегазатор). Дегазатор необходим для возврата тепла, выделяемого модуляционной горелкой, когда она работает на минимальной мощности.

Действительно, в многоступенчатых горелках избыточная производительность насоса компенсируется с помощью регулятора на насосе и не создает дополнительную нагрузку на подогреватель.

Модуляционные горелки работают иначе. Всё топливо, поступающее на форсунку горелки, проходит через подогреватель, и неиспользованная часть топлива возвращается почти с такой же температурой, как и распыляемое топливо. Эта температура зависит от вязкости мазута и может значительно превышать 100°C , не говоря уже о температуре транспортировки, которая равна приблизительно $50 - 60^\circ\text{C}$.

Во время модуляции большая часть подаваемого на форсунку мазута попадает в обратный топливопровод. Этот бесполезный расход энергии создает ещё и нагрузку на горелку, поскольку мощности нагревателя предварительного подогрева может не хватить на подогрев топлива при максимальной производительности. Данное обстоятельство приводит к значительному снижению

Рисунок 64 Давление в кольцевом контуре: рекомендуемые значения



температуры топлива и ухудшению качества распыления, вплоть до погасания пламени. Поэтому при подключении модуляционных горелок используют дегазаторы. Благодаря особой конструкции, дегазаторы позволяют полностью использовать тепло, идущее через обратный топливопровод, а также отводить, образовавшиеся при нагреве топлива газы.

Дегазаторы можно использовать и с многоступенчатыми горелками, поскольку на этапе предварительного подогрева осуществляется циркуляция топлива в контуре горелки.

Порядок расчёта топливопроводов и подбора компонентов системы топливоподдачи описан в предыдущих параграфах, относящихся к многоступенчатым горелкам. В данном параграфе рассмотрим подбор только насосного агрегата и дегазатора.

Насосный агрегат P2 (основной контур)

Производительность насосного агрегата должна по крайней мере в 3 раза превышать сумму максимального расхода топлива по всем горелкам.

$$Q_{P2} = 3 \cdot (\sum M_i) \quad 2.6.2-31$$

Такой запас по производительности вызван тем, что в основном контуре должно поддерживаться стабильное давление независимо от того, в какой комбинации и на каких ступенях будут работать горелки.

На насосном агрегате должен устанавливаться самоочищающийся пластинчатый фильтр или аналогичный ему фильтр с подогревателем. Размер ячеек фильтра должен составлять от 200 до 300 микрон.

Давление в контуре задаётся на регуляторе в зависимости от температуры мазута в дегазаторе. Такое значение температуры близко к температуре распыления, но в тоже время не вызывает образования газов из мазута и возникновения кавитации в насосе.

Давление в контуре $P_{\text{контур}}$, рассчитывается согласно графику представленному на рис. 64.

Дегазатор

Дегазатор состоит из вертикального цилиндра, разделенного по горизонтали круглой перегородкой с зазором. Топливо, циркулирующее в контуре подающего топливопровода, протекает через верхнюю часть цилиндра. В нижней части имеются два соединительных штуцера, к которым присоединяются гибкие топливные шланги, идущие от горелки. Через верхний штуцер в дегазатор возвращается мазут, не использованный в горелке. Этот штуцер заходит внутрь дегазатора почти до противоположной стенки. Это необходимо для того, чтобы горячий мазут не попал в верхнюю камеру через зазор в разделительной перегородке. Через нижний штуцер мазут поступает на насос горелки. Таким образом, во всасывающий топливопровод горелки попадает почти весь мазут, вернувшийся в дегазатор. Благодаря низкой скорости в мазуте образуются и выходят наружу пузыри газа.

На дне дегазатора должно быть два штуцера для слива и для установки электрического нагревательного элемента. Для удаления газов в верхней части дегазатора устанавливают специальное устройство.

2.6.3.3 Подогрев топливопроводов

Во всех упомянутых вариантах топливоснабжения топливопроводы следует подогревать. Для расчёта электрического подогрева используется следующий метод.

При определении количества теплоты, которое необходимо подвести к транспортному топливопроводу, принимают во внимание два фактора:

- начальный прогрев топливопровода и его вывод на рабочий режим;
- компенсация потерь теплоты в окружающую среду в рабочем режиме.

Чтобы рассчитать количество теплоты для поддержания топливопроводов в рабочем режиме, используют формулу, в которой учитывается масса подогреваемого топлива и масса стального топливопровода в идеальных условиях, то есть при отсутствии потерь теплоты. Вот эта формула:

$$e_1 = (q \cdot \rho \cdot c_e + M \cdot c_f) \cdot \Delta T \quad 2.6.2-32$$

где:

e_1 - удельная теплота на метр длины, которую необходимо подвести к топливопроводу (кДж/м);

q - объём топлива, содержащийся в одном метре топливопровода (м³/м);

ρ - плотность мазута (кг/м^3);
 c_e - удельная теплоёмкость мазута (приблизительно равна $1,88 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}$) ($\text{кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}$);
 M - вес одного погонного метра стального топливопровода (кг/м);
 c_f - удельная теплоёмкость стали (приблизительно равна $0,46 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}$) ($\text{кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}$);
 ΔT - температурный перепад между топливопроводом и мазутом при переходе от режима ожидания (stand by) к рабочему режиму (приблизительно 50°C) ($^\circ\text{C}$).

Общее количество теплоты, которую необходимо подвести, равна:

$$E_1 = e_1 \cdot L \quad 2.6.2-33$$

где:

E_1 - общее количество теплоты, которую необходимо подвести к топливопроводу (кДж);
 e_1 - удельная теплота, которую необходимо подвести к одному погонному метру топливопровода (кДж);
 L - фактическая длина топливопровода (м).

Общая необходимая мощность зависит от времени, затрачиваемого для выхода в рабочий режим:

$$P_1 = \frac{E_1}{t \cdot 3600} \quad 2.6.2-29$$

где:

E_1 - общее количество теплоты, которую необходимо подвести к топливопроводу (кДж);
 P_1 - мощность, необходимая для выхода на рабочий режим в топливопроводе (кВт);
 t - время, затрачиваемое для выхода в рабочий режим (часы).

Удельная мощность на единицу длины равна:

$$p_1 = \frac{P_1}{L} \quad 2.6.2-35$$

где:

p_1 - удельная мощность на единицу длины топливопровода, необходимая для выхода на рабочий режим работы (Вт/м);
 P_1 - мощность, необходимая для выхода на рабочий режим в топливопроводе (кВт);
 L - фактическая длина топливопровода (м).

Для того чтобы рассчитать количество теплоты для компенсации потерь при рабочем режиме, можно воспользоваться следующей упрощённой формулой, в которой учитывается только термическое сопротивление теплоизоляции топливопровода (термическим сопротивлением самого топливопровода можно пренебречь):

$$P_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \Delta T}{\ln \left(\frac{D_{tot}}{D_e} \right)} \quad 2.6.2-36$$

где:

p_2 - удельная мощность на единицу длины топливопровода, необходимая для компенсации тепловых потерь из топливопровода (Вт/м);
 λ - теплопроводность изоляции топливопровода ($\text{Вт/м}\cdot^\circ\text{C}$);
 D_e - внешний диаметр стального топливопровода (мм);
 D_{tot} - общий диаметр, равный $D_e + 2 \cdot s$, где s - это толщина теплоизоляции (мм);
 ΔT - температурный перепад между топливопроводом, мазутом и температурой окружающей среды ($^\circ\text{C}$).

Общая установленная мощность равна:

$$P_2 = \frac{p_2 \cdot L}{1000} \quad 2.6.2-37$$

где:

P_2 - общая мощность системы, необходимая для компенсации тепловых потерь в топливопроводе (кВт);
 p_2 - удельная мощность на единицу длины топливопровода, необходимая для компенсации тепловых потерь в топливопроводе (Вт/м);
 L - фактическая длина топливопровода (м).

Предварительный подогрев топливопровода необходим при первичном заполнении системы топливом или после длительного простоя системы топливоснабжения. Система подогрева топливопровода должна обеспечивать предварительный подогрев и иметь большую мощность, чем та, которая необходима для компенсации тепловых потерь на топливопроводе.

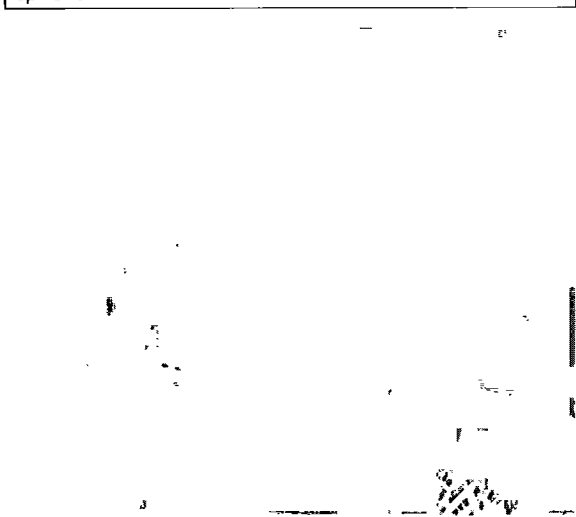
Увеличение толщины изоляции позволяет уменьшить тепловые потери, а предварительный подогрев можно растянуть во времени, но нельзя отказаться от него совсем.

Когда выход на рабочий режим происходит быстрее (за $0,5 - 1$ часа), тепловые потери составляют минимальную часть от общего количества теплоты, затрачиваемого на предварительный подогрев.

Учитывая высокую стоимость подогрева топливопровода и прерывистость операций по выводу системы в рабочий режим рекомендуется задавать время предварительного подогрева, от 4 до 5 часов. Тем самым, используя имеющуюся мощность наиболее рационально.

В расчёте общей установленной мощности, используется половина мощности,

Рисунок 65 Саморегулирующаяся электрическая термолента



необходимой для компенсации тепловых потерь в топливопроводе:

$$P_{tot} = P_1 + \frac{P_2}{2} \quad 2.6.2-38$$

где:

P_{tot} - общая мощность системы, необходимая для выхода на нормальный рабочий режим и для компенсации тепловых потерь в топливопроводе (кВт);

P_1 - мощность системы, необходимая для выхода топливопроводов в рабочий режим (кВт);

P_2 - мощность системы, необходимая для компенсации тепловых потерь в топливопроводе (Вт/м);

Топливопровод можно подогревать двумя различными способами:

- с помощью электрообогрева;
- с помощью горячей или перегретой воды;
- с помощью пара.

В данном пособии мы рассмотрим только первый способ. Он легко реализуется и при необходимости легко трансформируется.

Обычно топливопровод подогревается с помощью электрической термоленты или греющего кабеля.

Электрическая термолента - это гибкая полиэфирная лента, содержащая электрические нагревательные элементы, которые имеют индивидуальную изоляцию из ПВХ. Она поставляется в виде мотка нарезанных кусков определённой длины или в виде катушки, от которой пользователь должен сам отрезать куски необходимой длины.

КПД системы электрического подогрева всегда меньше 100%. Во первых, из-за недостаточного плотного контакта с топливопроводом. Во вторых, из-за неизбежных тепловых потерь в окружающую среду.

Как правило КПД систем электрообогрева достигает:

- при электрических термолентах $\eta = 85\%$;
- при греющих кабелях $\eta = 70\%$.

Общая мощность электрообогрева равна:

$$P_{eff} = \frac{P_{tot}}{\eta}$$

где:

P_{eff} - общая мощность системы электрообогрева (кВт);

P_{tot} - общая мощность системы, необходимая для выхода на рабочий режим и для компенсации тепловых потерь в топливопроводе (кВт).

Выбор термоленты производится в зависимости от максимальной температуры нагрева топливопровода (например, 65°C). Термоленты бывают двух типов: саморегулирующиеся (у них вырабатываемая мощность снижается обратно пропорционально температуре обогрева - вплоть до достижения $60-80^\circ\text{C}$) и нерегулирующиеся (при их использовании необходимо установить ещё и предельный термостат).

Нерегулирующиеся термоленты имеют постоянную мощность, которая не зависит от температуры. Их необходимо выбирать в зависимости от требуемой мощности:

$$p_{eff} = \frac{P_{eff}}{L} \cdot 1000$$

где:

p_{eff} - удельная мощность на единицу длины топливопровода, которую должна развивать система электрического обогрева (Вт/м);

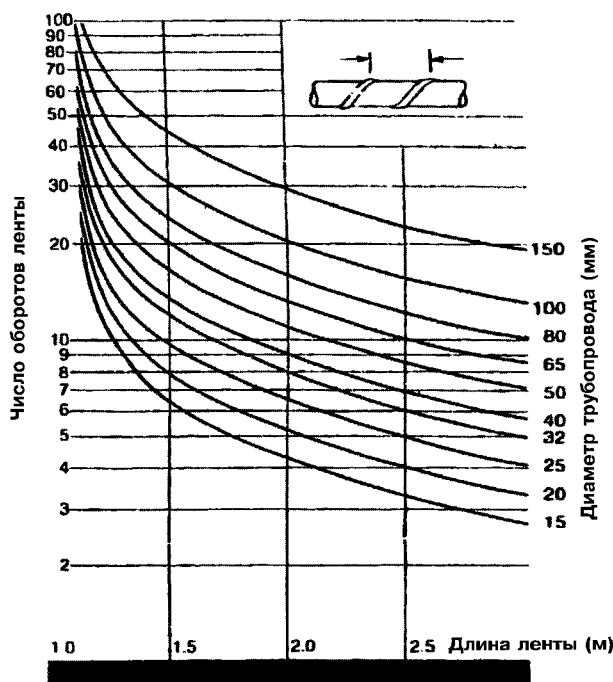


Рисунок 66 Шаг оборотов электрической термоленты

P_{eff} - общая мощность, которую должна развивать система электрического обогрева (кВт);

L - фактическая длина топливопровода (м).

Обозначим удельную мощность нагревания нерегулирующей ленты $P_{ленты}$, и рассчитаем длину термоленты на один метр топливопровода по формуле:

$$I_{ленты} = \frac{P_{eff}}{P_{ленты}}$$

где:

$I_{ленты}$ - длина термоленты на единицу длины топливопровода;

P_{eff} - удельная мощность на единицу длины топливопровода, которую должна развивать система электрического обогрева (Вт/м);

$P_{ленты}$ - удельная мощность нагревания нерегулирующей термоленты на метр её длины (Вт/м).

Удельная мощность термоленты может меняться от нескольких Вт/метр до нескольких сотен Вт/метр. Как правило, используются термоленты с удельной мощностью от 20 до 40 Вт/м.

Рассчитав длину термоленты, можно рассчитать шаг спирали, по которой эта лента будет наматываться на топливопровод. Для этого используются графики от производителей термолент. Один из них показан на рис. 66.

По оси X откладывается длина термоленты на один метр топливопровода, по оси Y - число оборотов. Этот график используется следующим образом:

- из точки на оси X соответствующей значению $I_{ленты}$, проводится вертикальная линия до пересечения с кривой, которая соответствует диаметру топливопровода;
- напротив точки пересечения будет находиться число оборотов, необходимое для достижения требуемой мощности.

Если рассчитанное таким образом количество витков получилось слишком большим, его можно уменьшить, увеличив удельную мощность термоленты.

Удельную мощность $P_{ленты}$ саморегулирующихся термолент необходимо выбирать в зависимости от минимально возможной температуры мазута (обычно 10°C). В остальном выбор производится также, как и для нерегулирующихся термолент.

Греющие кабели представляют из себя многожильный кабель, покрытый изоляцией. При подаче электропитания, проводник выделяет тепло благодаря т.н. "эффекту Джоуля". Рассеянная мощность зависит от сопротивления кабеля и от напряжения, подаваемого на него. Как правило, производители указывают сопротивление кабеля в виде эталонной таблицы. Удельная

мощность вычисляется по закону Джоуля для постоянного напряжения:

$$P_{кабеля} = \frac{V^2}{R_{кабеля} \cdot L_{кабеля}^2}$$

где:

$P_{кабеля}$ - удельная мощность нагревания на единицу длины греющего кабеля (Вт/м);

$R_{кабеля}$ - удельное сопротивление греющего кабеля длиной один метр (Ом/м);

$L_{кабеля}$ - длина греющего кабеля (м).

Обычно удельная мощность греющего кабеля составляет 20 - 40 Вт/м².

Иногда греющий кабель прокладывают внутри медной трубки малого диаметра, расположенной вдоль нагреваемого топливопровода. Так легче осуществлять его установку или замену.

Для соединения основного контура и вторичного контуров насоса горелки используются гибкие топливные шланги, покрытые теплоизоляцией. В них установлены нагревательные электрические элементы фиксированной мощности, управление которыми, осуществляется с помощью специального термостата. Подогрев топливных шлангов необходим для сокращения времени предварительного прогрева контура подачи топлива после остановки горелки.

2.6.3.4 Подогрев ёмкости для хранения мазута

Как уже говорилось, при обычной температуре мазут, обладает высокой вязкостью. Из-за этого он, как правило, непригоден для перекачивания насосом. Для перекачки его необходимо подогреть - в ёмкости, где он хранится. Система подогрева должна компенсировать неизбежные потери тепла в ёмкости и разогревать мазут до необходимого для транспортировки состояния.

Потери теплоты происходят через внешнюю поверхность ёмкости и зависят от разности температур топлива и окружающей среды.

Расчёт потерь теплоты через стенки ёмкости производится на основании законов теплопередачи, учитывая что ёмкость находится в земле.

В разделе 5 приведены графики для расчёта мощности систем подогрева для полных ёмкостей с уже разогретым мазутом.

Условия, когда ёмкость заполнена уже разогретым мазутом встречаются крайне редко. Обычно зона подогрева ограничивается областью забора мазута. В этом случае область подогрева сужается и можно обойтись значительно меньшей мощностью.

Подогревается только та часть объёма ёмкости, которая необходима для рециркуляции мазута. Мощность для нагрева этого объёма определяется из графика в разделе 5.

Количество теплоты рассчитывается по следующей формуле:

$$Q = \frac{m_c \cdot c_e \cdot \Delta T}{3600}$$

где:

Q - мощность, необходимая для подогрева перекачиваемого мазута (кВт);

m_c - фактический расход мазута (кг/час);

c_e - удельная теплоемкость мазута (примерно равна 1,88 кДж/кг·°C) (кДж/кг·°C);

ΔT - разница между температурой подаваемого мазута и температурой окружающей среды (50 - 60°C) (°C).

Если перекачивающий насос работает непрерывно в контуре с обратным топливопроводом, то производительность такого насоса должна быть в 1,5 раза больше, чем расход потреблённого мазута.

Если перекачивающий насос подает мазут в рабочий бак и обратный топливопровод отсутствует, то режим работы насоса будет прерывистый, а его работой будет управлять регулятор уровня, установленный в рабочем баке. В этом случае правильный расход будет равен производительности перекачивающего насоса.

Для прогрева ёмкости с мазутом можно использовать:

- электрические подогреватели;
- горячую или перегретую воду;
- пар.

В данном пособии ограничимся рассмотрением электрического подогрева.

Ёмкость с мазутом можно разогреть подогревателями ленточного типа, которые наматываются снаружи, и подогревателями, которые устанавливаются внутрь ёмкости.

Что касается обогрева ленточными подогревателями, следует обратиться к предыдущей главе, в которой описаны подогреватели такого типа. При этом надо полностью учесть общие тепловые потери ёмкости.

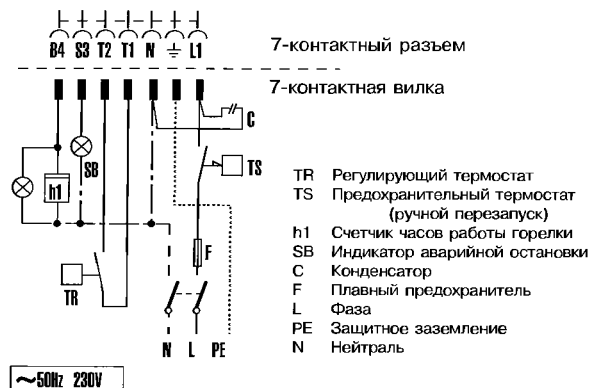
Внутренние подогреватели можно разбить на две основные группы:

- для вертикальных ёмкостей;
- для горизонтальных ёмкостей.

Подогреватели для вертикальных ёмкостей похожи на трубчатые паро/водяные подогреватели и состоят из трубного пучка, закреплённого на трубной доске.

Для того чтобы свести к минимуму образование продуктов крекинга мазута, удельная тепловая нагрузка подогревателя должна быть максимально низкой, не более 2

Рисунок 67 Электрическая схема моноблочной горелки с однофазным питанием



Вт/м², но лучше около 0,8 Вт/м². Максимальный эффект от использования этих подогревателей достигается не тогда, когда они обогревают поверхность ёмкости, а когда с помощью ряда переходников их используют в качестве самых обычных скоростных теплообменников.

Подогреватели для горизонтальных ёмкостей расположены внутри контейнера, имеющего форму колокола. Колокол погружается в ёмкость и удерживается распоркой в вертикальном положении.

Большим преимуществом таких нагревателей является простота их установки и производства. А для технического обслуживания достаточно вынуть их через люк, не сливая мазут из ёмкости.

Однако, применение таких нагревателей на практике ограничивается мощностью, которая не превышает 36 кВт.

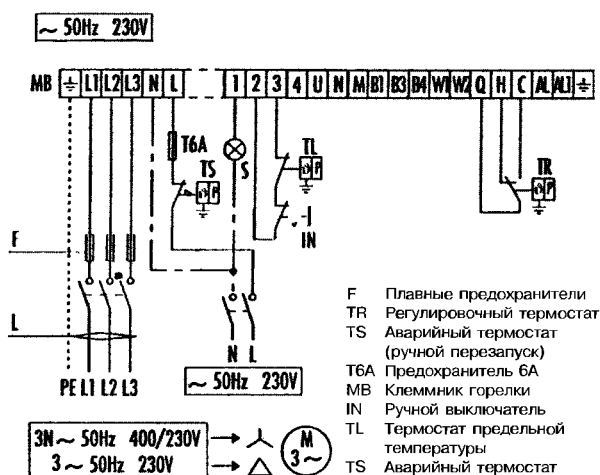
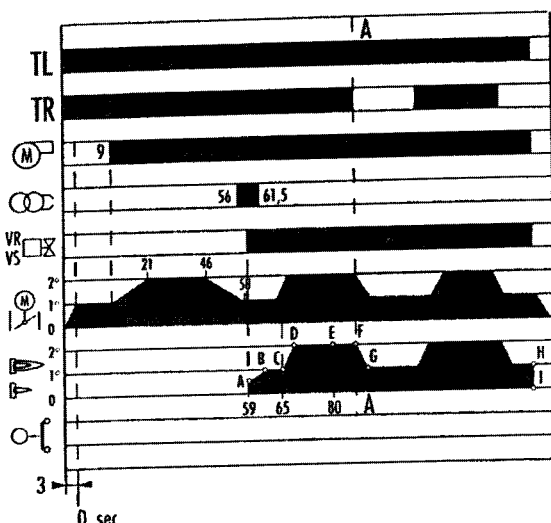


Рисунок 68 Электрическая схема моноблочной горелки с трехфазным питанием

Рисунок 69 Последовательность розжига газовой горелки



2.7 ПОДКЛЮЧЕНИЕ ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ГОРЕЛКОЙ

Выше отмечалось, что в состав горелок средней и большой мощности входят устройства, которым требуется электропитание напряжением 380 В:

- вентилятор;
- эл. подогреватель жидкого топлива;
- насос для перекачивания жидкого топлива.

Кроме того, на автоматику необходимо подать напряжение 230 В.

В небольших моноблочных горелках, где электрическое питание однофазное, оба типа потребителей питаются от одной единственной линии.

Если моноблочная горелка имеет среднюю или высокую мощность, силовое питание отделено от цепи управления.

В горелках моноблочного типа, как правило, электрооборудование устанавливается непосредственно на горелке. В блочных горелках распределительный щит электропитания устанавливается отдельно.

Для моноблочных горелок схема подключения электропитания представлена в инструкциях по монтажу и эксплуатации, поставляемых вместе с горелкой. В блочных горелках схема подключения электропитания определяется для каждого конкретного случая индивидуально, т.к. электрическая схема теплогенератора с блочной горелкой может включать в себя элементы различного назначения и мощности.

Автоматика регулирования и контроля процесса горения выполняет следующие функции:

- автоматический розжиг и контроль наличия пламени;
- регулирование тепловой нагрузки.

В зависимости от типа горелки, нормы безопасности предусматривают применение специальных устройств для контроля за её работой.

В основу безопасной работы горелки заложены следующие принципы:

1. После того, как из форсунки или сопла начало поступать топливо, через определённый интервал времени должно появиться пламя. После чего оно должно гореть постоянно;

2. Для всех горелок устанавливается максимальное время, в течение которого топливо поступает в камеру сгорания

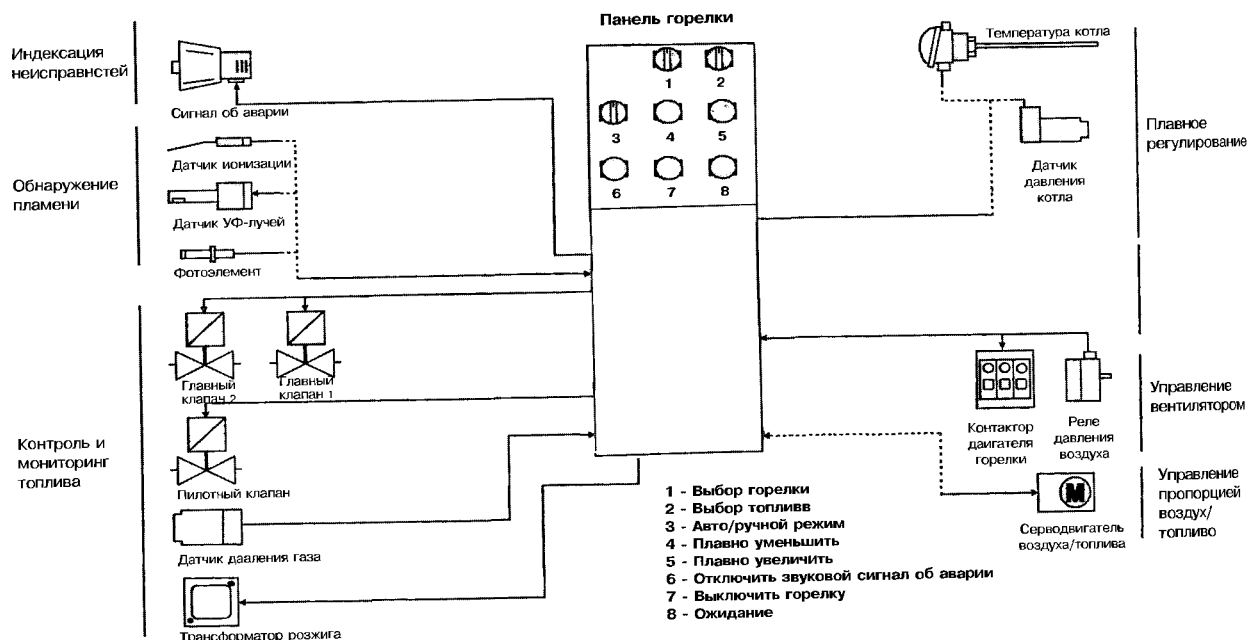


Рисунок 70 Схема основных устройств, необходимых для управления и безопасной работы горелки

теплогенератора до момента образования пламени. Этот достаточно короткий интервал времени называют безопасным временем;

3. Если по истечении безопасного времени пламя не появляется, происходит аварийная блокировка горелки и подача топлива прерывается;

4. Если во время работы горелки, пламя по какой-либо причине пропадает, его восстанавливают только посредством нового розжига;

5. При появлении в каких либо устройствах горелки неисправности, которая может повлиять на безопасность работы самой горелки или теплогенератора, работа горелки автоматически прекращается. Такая остановка считается аварийной; на горелке должна загореться сигнальная лампа; заново запустить горелку можно только вручную.

Для соответствия этим принципам горелка должна содержать следующие компоненты:

1. Устройство для прекращения подачи топлива, например, электромагнитный клапан;

2. Устройство для электрического розжига;

3. Устройство контроля наличия пламени; в газовых горелках, как правило, устанавливается датчик ионизации, а в комбинированных и жидкотопливных горелках в качестве датчика обнаружения пламени обычно выступает фотозадачник;

4. Таймер, который отсчитывает безопасное время;

5. Цикл аварийной остановки в случае неисправности.

На рис. 69 показана последовательность розжига газовой горелки, а на рис. 70 показана принципиальная схема соединения основных

элементов, отвечающих за регулировку мощности и контроль работы горелки.

В зависимости от мощности, типа топлива и от конкретных обстоятельств, подачу воздуха и топлива регулируют следующими режимами (см. параграф 2.1):

- одноступенчатый;
- многоступенчатый (двух или трехступенчатый);
- прогрессивный двухступенчатый;
- модуляционный (плавное регулирование).

Для запуска или остановки горелки в одноступенчатом режиме достаточно простейшего пульта, который по сути, прерывает подачу электропитания на горелку. Как правило, в них устанавливается обычный термостат, который регулирует, например, температуру котловой воды. При понижении температуры воды ниже заданной на термостате контакты замыкаются и горелка запускается. И наоборот, когда температура в котле поднимается выше заданной, контакты размыкаются и горелка останавливается.

Если в течение безопасного времени розжиг не происходит, горелка останавливается и подается сигнал о неисправности (аварийная остановка)

На теплогенераторах средней и большой мощности одноступенчатое регулирование экономически нецелесообразно. Обычно, на таких теплогенераторах применяют двухступенчатое регулирование. В этом случае для управления горелкой используются два разных термостата: термостат первой ступени и термостат второй ступени. Каждый из них управляет соответствующей ступенью, включая или выключая подачу напряжения на устройства

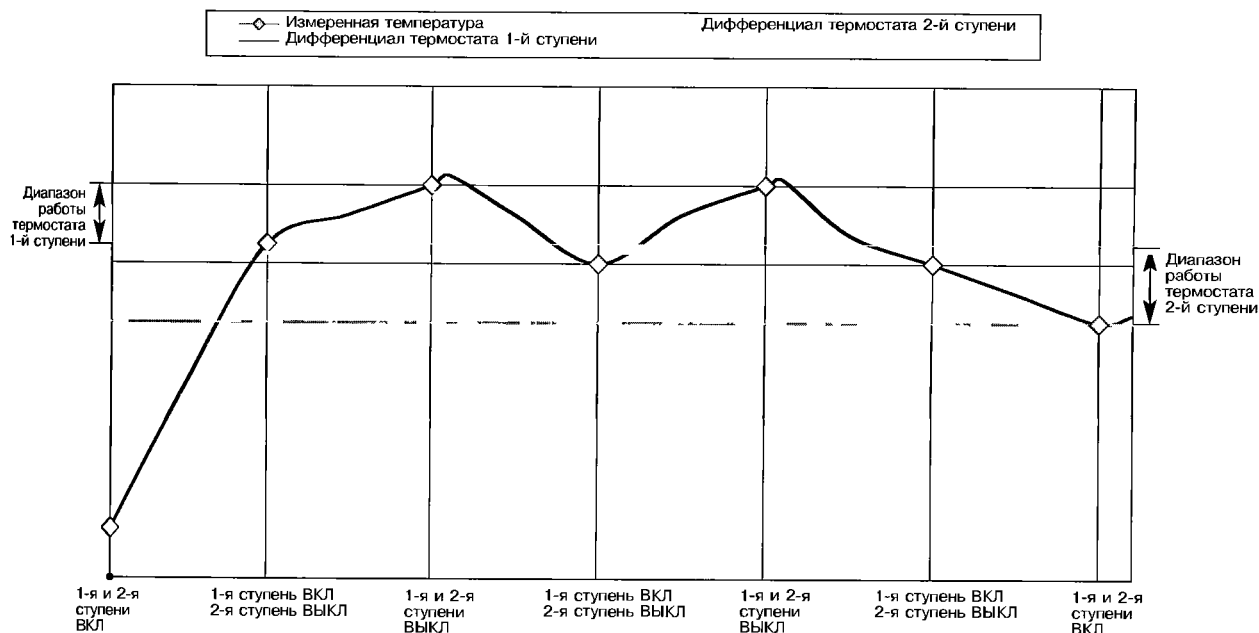
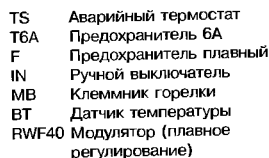


Рисунок 71 Программирование заданных температур для двухступенчатой горелки

Рисунок 72 Электрическая схема модуляционной горелки с электронным регулятором



Эти два термостата настроены на разные температуры. Термостат первой ступени должен быть настроен на более высокую температуру, чем термостат второй ступени. Причем разница температур должна составлять около 10°C.

Конструкция бытовых горелок предусматривает мгновенный переход с одной ступени мощности на другую. В то время как на горелках средней и большой мощности этот процесс несколько растянут во времени. В

В прогрессивных двухступенчатых или модуляционных горелках регулятор расхода топлива обеспечивает плавный розжиг. После чего, при совместном регулировании соотношения топливо-воздух, серводвигатель медленно открывает регулятор расхода топлива, увеличивая мощность горелки до максимального значения.

Разница между прогрессивным и модуляционным режимом работы состоит в том, что последний позволяет устанавливать промежуточные значения мощности в диапазоне от максимального до минимального значений. Для того, чтобы осуществлять эту регулировку, у серводвигателя горелки должен быть более медленный ход, чем в прогрессивной двухступенчатой горелке. Кроме того, должен использоваться электронный регулятор (модулятор) с ПИД (пропорционально - интегрально - дифференциальным) или ПИ (пропорционально - интегральным) регулированием в комплекте с датчиками температуры или давления. В моноблочных горелках модулятор обычно устанавливается в клеммную колодку.

2.8 УРОВЕНЬ ШУМА В ВЕНТИЛЯТОРНЫХ ГОРЕЛКАХ

Шум - это нежелательный звук в акустическом диапазоне с частотой от 20 до 20000 Герц, который вызывает раздражение и/или наносит ущерб здоровью.

Мощность звука (Вт)	Уровень звуковой мощности (дБ)	Источник звука
$25 - 40 \cdot 10^6$	195	Ракета во время пуска
10^5	170	Двигатель реактивного самолета
10^3	150	Пассажирский самолет
10	130	Большой оркестр
1	120	Отбойный молоток
10^{-1}	110	Центробежный вентилятор с производительностью 20000 м ³ /час
10^{-2}	100	Автомобиль на автострате
10^{-3}	90	Осевой вентилятор с производительностью 2500 м ³ /час
10^{-4}	80	Разговор людей
10^{-9}	30	Шепот

Таблица 17 Стандартные значения звуковой мощности

Таблица 18 Средние значения звукового давления

Звуковое давление (Па)	Уровень звукового давления (дБ)	Внешние условия
200	140	Самолет на взлете на высоте 30 м
63	130	Оператор пневматического механизма
20	120	Большая тепловая электростанция
6,3	110	Оператор автоматического пресса
0,63	90	Оператор токарного станка
0,2	80	Тяжелый грузовик на расстоянии 6 м
0,002	60	На обочине шумной автотрассы
		Ресторан

Звук - это совокупность механических колебаний в упругих средах и телах.

Излучение звука определённым источником является излучением энергии, которая при делении на время даёт звуковую мощность, измеряемую в Ваттах. Уровень звуковой мощности определяется по следующей формуле:

$$L_W = 10 \log (W/W_0) \quad (\text{дБ}) \quad 2.8-1$$

где:

W_0 - это базовая мощность, равная 10-12 Вт.

Разница между давлением в присутствии звука и давлением при отсутствии звука в определённой точке пространства называется звуковым давлением. Звуковое давление измеряется в Паскалях. Уровень звукового давления рассчитывается по следующей формуле:

$$L_p = 20 \log (P/P_0) \quad (\text{дБ}) \quad 2.8-2$$

где:

P_0 - это базовое давление, равное $20 \cdot 10^{-6}$ Па, оно равно минимальному давлению, которое может почувствовать человеческое ухо.

Для того, чтобы облегчить вычисления, были введены уровни мощности и давления, выражаемые в децибелах (дБ). Децибел отображает логарифмическую чувствительность уха к изменению силы звука.

В приведенной ниже таблице указана мощность некоторых источников звука и их звуковое давление.

Необходимо понимать разницу между звуковой мощностью и звуковым давлением. Звуковая мощность - это абсолютная характеристика, относящаяся к источнику звука. Звуковое давление - это величина, относящаяся как к точке в пространстве, так и к источнику звука. Звуковое давление, измеренное в определённой точке пространства, зависит как от источника звука и расстояния до точки, где производится измерение, так и от характеристик системы измерения. Поэтому при указании

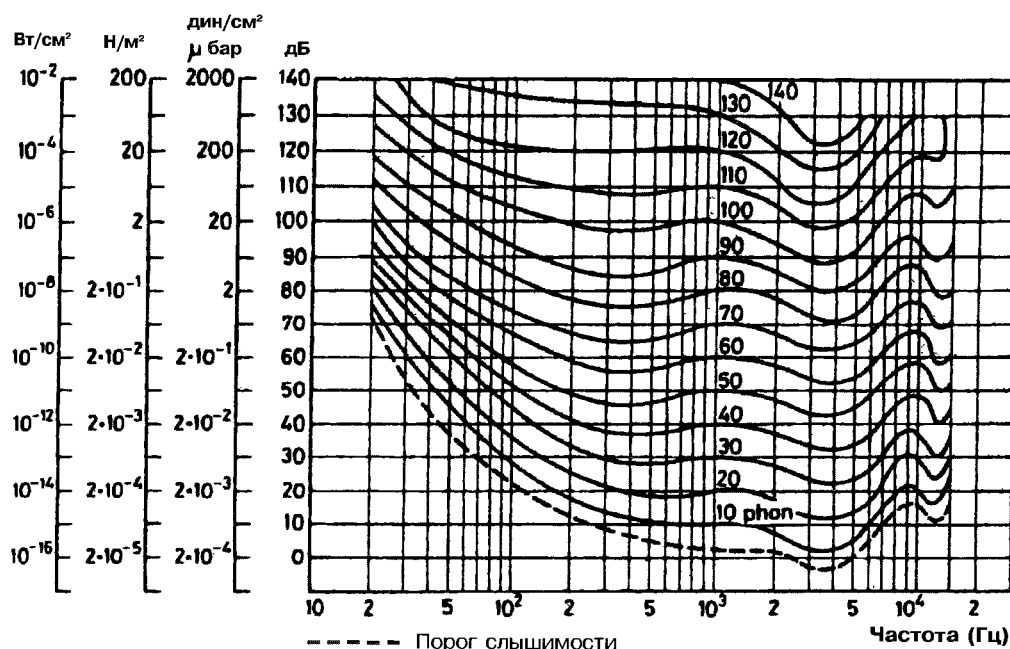


Рисунок 73 Изофонические кривые

Таблица 19 Спектр полосы частот размером в октаву

Центральная полоса частот (Гц)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Уровень (дБ)	72	80	67	60	62	55	51	45

звукового давления всегда приводятся условия, при которых проводились испытания: расстояние до точки измерения и тип помещения, где проводились испытания.

Звуковую мощность нельзя измерить напрямую. Зная звуковое давление, её можно вычислить в специальных акустических лабораториях.

Исходя из формул вычисления звукового давления, мы можем сделать заключение, что удвоение звуковой мощности равно повышению уровня мощности на 3 дБ, а удвоение звукового давления, равно росту уровня давления на 6 дБ.

Чтобы сложить или вычесть разные уровни давления, пользуются следующей формулой:

$$L_{\text{пол}} = 10 \cdot \log [\Delta 10^{0,1}] \quad (\text{дБ}) \quad 2.8-3$$

Надо помнить, что если уровни разные, суммировать следует относительные значения.

Любой шум состоит из набора звуков различной частоты. Человеческое ухо воспринимает звуки с частотой от 20 Гц до 20000 Гц. При этом, звуки различной частоты воспринимаются по-разному. На экспериментальной основе получены несколько изофонических кривых (кривых с одинаковым уровнем громкости, измеряемых в "фонах"). Количество фон равно уровню звукового давления, соответствующего базовой частоте 1000 Герц.

На рис. 73 показаны эти кривые. По оси X отложена частота в Гц, а по оси Y отложен уровень звукового давления в дБ. Видно, что звуки различной частоты дают один и тот же

уровень громкости (такое же значение фон) при разном уровне звукового давления. Чем ниже частота, тем выше уровень звукового давления (при одинаковом уровне громкости).

В ходе измерений близких к слуховой чувствительности уха, для достижения максимальной точности следует, заглушать низкие частоты. Некоторые изофонические кривые полученные экспериментально приведены к нормализованному виду. Наиболее часто используемые из них называются "А" кривыми. Они показаны на рис. 74. Инструменты для измерения звукового давления, называемые измерителями уровня шума или фонометрами, имеют возможность производить измерения на базе заложенной в них взвешенной кривой "А".

Если измерение проводится с использованием линейной экспериментальной шкалы, уровень звукового давления измеряется в дБ. Если измерение проводится с использованием экспериментальной кривой "А", то уровень звукового давления выражается в дБ (А).

Если нам известно, как разделён уровень конкретного шума по разным частотам (например, полоса частот размером в октаву), общий уровень шума суммируется по формуле 2.8.3.

Для примера возьмём спектр полосы частот величиной в одну октаву : смотри таблицу 19.

Уровень общего давления будет равен:

$$L_p = 10 \cdot \log [10^{7,2} + 10^{8,0} + 10^{6,7} + 10^{6,0} + 10^{6,2} + 10^{5,5} + 10^{5,1} + 10^{4,5}] = 80,9 \text{ дБ}$$

Как мы уже говорили, звуковую мощность устройства измерить напрямую нельзя. Следует сначала замерить звуковое давление в какой-либо конкретной точке, а потом вычислить мощность. На открытом пространстве, когда волны движутся от источника звука во всех направлениях, уровень звукового давления и уровень звуковой мощности связаны следующим уравнением:

$$L_W = L_p + 20 \cdot \log(r) + 11 \quad (\text{дБ}) \quad 2.8-4$$

Это уравнение используется также при измерениях, проводимых в акустических лабораториях, где условия аналогичны открытому пространству. Для моделирования идеальных условий открытого пространства в этих специальных измерительных лабораториях

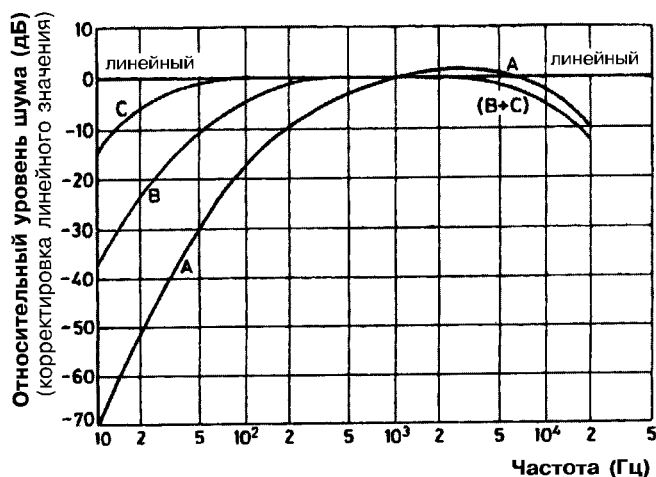


Рисунок 74 Экспериментальные кривые

стены изготавливаются из материала с повышенным коэффициентом поглощения.

Из приведённого выше уравнения следует, что уровень звукового давления понижается по мере удаления от источника излучения. Это снижение приблизительно равно 6 дБ. при каждом удвоении расстояния от источника излучения до точки замера.

Если вы хотите определить теоретический уровень звукового давления в помещении, где установлен теплогенератор с горелкой, следует воспользоваться следующей формулой:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log \left(\frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r^2} + \frac{4}{R} \right) + 0,5 \text{ (дБ)} \quad 2.8-5$$

где:

L_p - уровень звукового давления в дБ;

L_w - уровень звуковой мощности в дБ;

r - расстояние до источника (м);

Q - коэффициент направления, который равен:

1 - для источников, находящихся рядом с центром комнаты;

2 - если источник звука находится по центру стены или пола;

4 - если источник звука находится на пересечении двух стен.

R - константа помещения (m^2).

Константу помещения можно определить по следующей формуле:

$$R = \frac{S \cdot \alpha_m}{(1 - \alpha_m)} \text{ (м}^2\text{)} \quad 2.8-6$$

где:

S - общая площадь стен помещения;

α_m - средний коэффициент поглощения помещения, который равен:

$$\alpha_m = \frac{\sum_i S_i \cdot \alpha_i}{S} \text{ (м}^2\text{)} \quad 2.8-7$$

где:

S_i - площадь поверхности N -й стены помещения;
 α_i - коэффициент поглощения N -й стены помещения.

Коэффициент поглощения меняется в зависимости от частоты падающей звуковой волны, поэтому для анализа во формуле 2.8-5 используют конкретные частоты, а затем описанным выше способом вычисляют общее значение.

В таблице 20 приведены коэффициенты поглощения для некоторых материалов.

При измерении шума в помещении необходимо помнить, что помимо шума, произведённого оборудованием в нём присутствует шум от других источников. Набор посторонних звуков называется фоновым шумом. Поэтому при выполнении измерений значение фонового шума необходимо вычесть из результата.

Для того, чтобы определить это значение следует измерить уровень звукового давления в тот момент, когда установка выключена.

Подставляя значения в формулу (2.8-3), можно рассчитать значение давления, которое соответствует включенной установке. Предположим, например, что мы измерили два значения:

Установка включена, $L_p = 80$ дБ;

Установка выключена, $L_p = 76$ дБ;

Звуковое давление, которое создано только установкой, будет равно:

$$L_{\text{русь}} = 10 \cdot \log(10^{80/10} - 10^{76/10}) = 77.8 \text{ дБ}$$

Материалы	Центральная полоса частот					
	125	250	500	1000	2000	4000
Неотделанная стена	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07
Стена с отделкой	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
Штукатурка	0,02	0,03	0,03	0,04	0,02	0,03
Сосновая древесина	0,01	0,01	0,01	0,09	0,1	0,12
Стекло	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02
Натянутая бархатная штора на расстоянии 20 см	0,08	0,289	0,44	0,5	0,4	0,35
Не натянутая бархатная штора на расстоянии 20 см	0,14	0,35	0,55	0,75	0,7	0,6
Войлок	0,09	0,14	0,29	0,5	0,62	0,56
Минеральная вата (толщина = 2,5 см)	0,26	0,45	0,61	0,72	0,75	0,85
Минеральная вата (толщина = 5 см)	0,38	0,54	0,65	0,76	0,78	0,86
Стекловата (толщина = 2,5 см)	0,16	0,43	0,87	0,99	0,93	0,86
PU 1	0,09	0,1	0,11	0,21	0,35	0,45
PU 2	0,1	0,2	0,35	0,55	0,45	0,53
PU 3	0,25	0,35	0,6	0,55	0,51	0,7
PU 4	0,19	0,3	0,43	0,45	0,52	0,58
PU 5	0,19	0,45	0,57	0,43	0,42	0,65

Обозначения PU - это эластичный пенополиуретан плотностью 30 кг/м³.

PU1: толщина 10 мм; PU2: толщина 30 мм; PU3: толщина 50 мм; PU4: толщина 70 мм; из которых 20 мм это основание и 50 мм это пирамидальные тела;

PU5: толщина 50 мм, из которых 30 мм это основание и 20 мм - ячеистые элементы.

Таблица 20 Коэффициенты поглощения для некоторых материалов



Рисунок 75 Звукопоглощающий кожух для вентиляторных горелок

2.8.1 Снижение шума, вызываемого вентиляторными горелками

Производимый горелкой шум в основном идёт от трёх источников:

- насосы в насосном агрегате;
- вентилятор;
- факел.

Для ограничения шума следует устанавливать горелку в звукоизолирующий кожух, а насосы, по возможности, на эластичные виброгасители отдельно от горелки.

Упомянутый в каталоге RIELLO в разделе аксессуаров к горелкам, звукопоглощающий кожух изготовлен из звукопоглощающего материала (лёгкие материалы поглощают преимущественно высокочастотные шумы, а тяжёлые - преимущественно низкочастотные шумы).

Этот кожух предназначен для моноблочных горелок, и позволяет снизить шум от вентилятора, топливного насоса и частично от факела.

На рис. 75 изображён такой звукопоглощающий кожух.

Первичным и основным источником шума в блочных горелках является, отдельно устанавливаемый, вентилятор. Звуковые волны от работающего вентилятора распространяются по воздуху во всасывающий и подающий воздуховоды.

Для того, чтобы понизить уровень шума, требуется вентилятор с высокой производительностью и небольшой скоростью вращения. Рабочая точка этого вентилятора должна находиться на устойчивом участке характеристической кривой. При установке вентилятора необходимо использовать антивибрационные подставки. Соединения вентилятора и воздуховодов должны быть выполнены из антивибрационных переходников. Сечение воздуховодов должно меняться в непосредственной близости от вентилятора.

Угол перехода должен быть не более 15°. Различные элементы системы воздухообеспечения (заслонки, воздухоподогреватели и др.) должны устанавливаться на расстоянии не ближе 3 диаметров от вентилятора.

Если требуется очень сильно снизить шум, производимый системой, внутри всасывающего воздуховода можно установить специальные глушители. Они представляют собой перегородки, из звукопоглощающего материала. Надо помнить однако, что при установке таких глушителей в системе возможна потеря давления. Поэтому их следует применять только в случае острой необходимости.

Есть ещё одно техническое решение, как ограничить звуковое излучение. Оно состоит в том, чтобы "одеть" вентилятор в специальный звукопоглощающий кожух.

В любом случае: применяя одно из вышеперечисленных технических решений (звукопоглощающий бокс, глушитель или кожух) убедитесь в том, что потери напора находятся в допустимых пределах.

Следует также принимать во внимание, что в различных странах существуют предельные нормы уровня звукового излучения в быту и промышленном производстве.

2.9 ПРОМЫШЛЕННЫЕ ГОРЕЛКИ RIELLO И ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ В НИХ

В этом разделе мы рассмотрим горелки RIELLO для промышленного использования. В них применяются некоторые новые технологии, ведущие к оптимизации процесса горения и управления. Концерн RIELLO производит три серии промышленных горелок для разных областей применения и с разными мощностными диапазонами. Отличительными особенностями являются модуляционный режим работы и возможность создания на базе этих горелок современных систем производства тепловой энергии с автоматическим дистанционным контролем и управлением. Это горелки серий MB, TI, ER.

Серия MB

Промышленные моноблочные горелки серии MB покрывают диапазон мощностей от 2,375 до 10 МВт. и имеют четыре типоразмера: 4; 6; 8; 10 МВт.

В качестве топлива в горелках серии MB используется дизельное топливо и газ. Причём газ может быть природный или сжиженный нефтяной (пропан-бутан). Кроме того, выпускаются горелки с комбинированным использованием топлива, (соответственно:

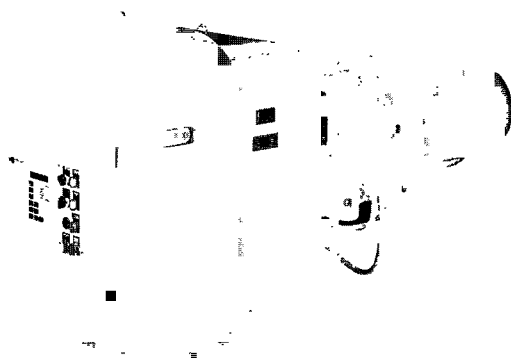


Рисунок 76 Моноблочная горелка серии MB

дизельное топливо - природный газ и дизельное топливо - сжиженный газ). При необходимости все типоразмеры горелок MB могут быть произведены в исполнении с пониженными выбросами оксидов азота NOx.

Отличительные особенности

- компактность;
- низкий уровень шума;
- хорошие эргономические характеристики; простота монтажа и обслуживания.

Область применения

Горелки серии MB, как правило, устанавливаются на водогрейные и паровые жаротрубные котлы теплофикационного или промышленного назначения.

Серии TI-ER

Промышленные блочные горелки серии TI покрывают диапазон мощностей от 0,93 до 13 МВт и выпускаются в пяти типоразмерах 10; 11; 12; 13; 14.

Промышленные блочные горелки серии ER покрывают диапазон от 2,5 до 20 МВт и выпускаются в шести типоразмерах 4; 6; 9; 12; 16; 20.

В качестве топлива в горелках серий TI и ER используются: газ (природный и сжиженный нефтяной), дизельное топливо, мазут. Кроме этого выпускаются двухтопливные горелки (газ - дизельное топливо, газ - мазут).



Рисунок 77 Блочная горелка серии TI



Рисунок 78 Блочная горелка серии ER

Горелки серий TI и ER являются блочными, т.е. в отличие от обычных горелок комплектуются из нескольких отдельных блоков: голова горелки, дутьевой вентилятор, пульт управления и газовая рампа и/или блок подготовки жидкого топлива. Благодаря этому, становится возможно подбирать комплект оборудования, наиболее точно отвечающий требованиям заказчика.

Отличительные особенности горелок серии TI - ER

- возможность использования для горения воздуха с температурой 150°C,
- низкий уровень шума;
- возможность использования горелок в экстремальных условиях (повышенная температура, влажность, пыль, и т. д.)

Область применения

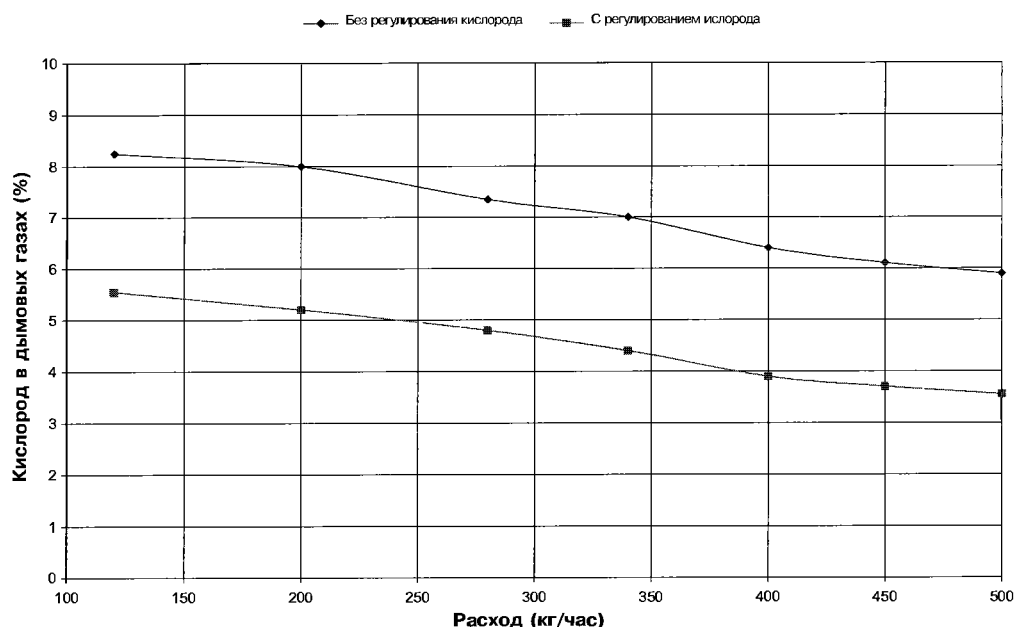
Горелки серии TI используются с теплогенераторами теплофикационного и промышленного назначения. Как правило, это жаротрубные паровые или водогрейные котлы или установки для нестандартных технологических процессов с экстремальными окружающими условиями.

Горелки серии ER используются с теплогенераторами теплофикационного или промышленного назначения с укороченной топочной камерой (т.е. там, где нельзя применять обычные горелки со стандартной длиной пламени).

Помимо прочего в промышленных горелках RIELLO внедрён ряд современных технологий направленных на оптимизацию процесса горения и управления. Эти технологии требуют установки дополнительных подсистем, а именно:

- систему контроля содержания O₂ в дымовых газах;
- предварительный подогрев воздуха, участвующего в горении;
- регулирование подачи воздуха для горения посредством изменения частоты вращения вентилятора;

Рисунок 79 Содержание кислорода в дымовых газах для газовой горелки



- система дистанционного управления и контроля производственных процессов котельной (Burner Management System).

2.9.1 Контроль содержания O_2 в дымовых газах

Как уже говорилось в разделе 1, для того, чтобы добиться полного окисления топлива, при горении требуется определённое количество избыточного, по сравнению со стехиометрическим процессом, воздуха. Однако слишком большого избытка тоже быть не должно, т.к. эффективность горения все равно пострадает.

Определить, какое количество избыточного воздуха необходимо, можно только тогда, когда известны средние рабочие параметры горелки и измерено относительное количество кислорода или углекислого газа в дымовых газах. Помимо этого, оптимальное количество избыточного воздуха меняется во время работы горелки в зависимости от количества кислорода, необходимого для идеального окисления топлива.

Поэтому точное количество воздуха, которое необходимо подать на горелку, зависит от количества кислорода, содержащегося в воздухе, и от свойств используемого в данный момент топлива. В частности, количество воздуха зависит от следующих параметров:

- **Температура воздуха, участвующего в горении.** увеличение температуры воздуха на $10^{\circ}C$ соответствует уменьшению плотности воздуха на 3%, а содержание кислорода в

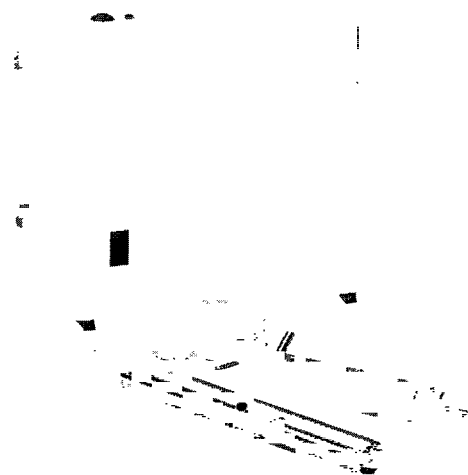


Рисунок 80 Блок-газоанализатор EGA с датчиком

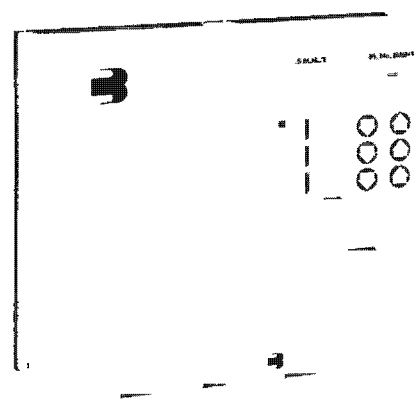
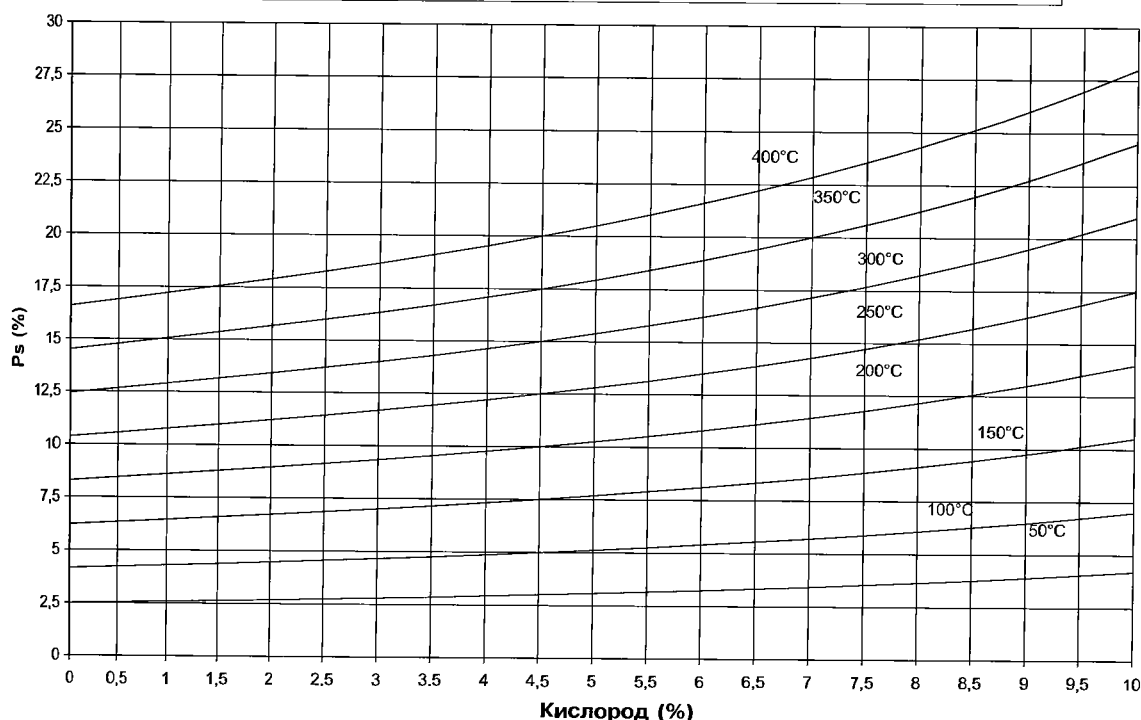


Рисунок 81 Блок управления горелкой AUTOFLAME

Рисунок 82 Тепловые потери с дымовыми газами при разном процентном содержании O_2 

воздухе уменьшается приблизительно на 0,6%;

- **Атмосферное давление воздуха:** при уменьшении атмосферного давления на 10 мбар плотность воздуха уменьшается примерно на 1% и, следовательно, содержание кислорода в воздухе снижается примерно на 0,2%;

- **Теплота сгорания топлива:** при увеличении теплоты сгорания топлива на 5%, потребность в кислороде увеличивается на 1%;

- **Расход, температура и давление топлива;**

- **Тяга в дымоходе и аэродинамическое сопротивление в камере сгорания;**

- **Температура распыления.**

Все упомянутые выше параметры влияют на горение: от них зависит необходимое количество кислорода и, следовательно, избыточного воздуха. Чтобы лучше управлять процессом горения, количество подаваемого воздуха необходимо постоянно менять так, чтобы количество кислорода в дымовых газах всегда было оптимальным. Для этого используются датчик, который устанавливается в дымоходе теплогенератора, а также электронный блок - газоанализатор EGA (рис. 80).

Обычно используют циркониевые датчики (ZrO_2): они надёжны, дают точные показания и имеют сравнительно быструю реакцию.

С помощью датчика, блок EGA определяет процентное содержание кислорода в дымовых газах и передаёт эту информацию на блок управления горелкой AUTOFLAME (рис. 81).

Блок управления AUTOFLAME обнаруживает разницу между измеренным количеством кислорода и номинальным заданным значением, и определяет необходимость изменения количества воздуха подаваемого к горелке. Изменяя с помощью серводвигателя положение воздушной заслонки горелки, блок управления обеспечивает нужное количества воздуха, в зависимости от мощности, развиваемой горелкой.

Контроль содержания кислорода в дымовых газах позволяет определить, какое количество избыточного воздуха будет соответствовать максимальному КПД горения.

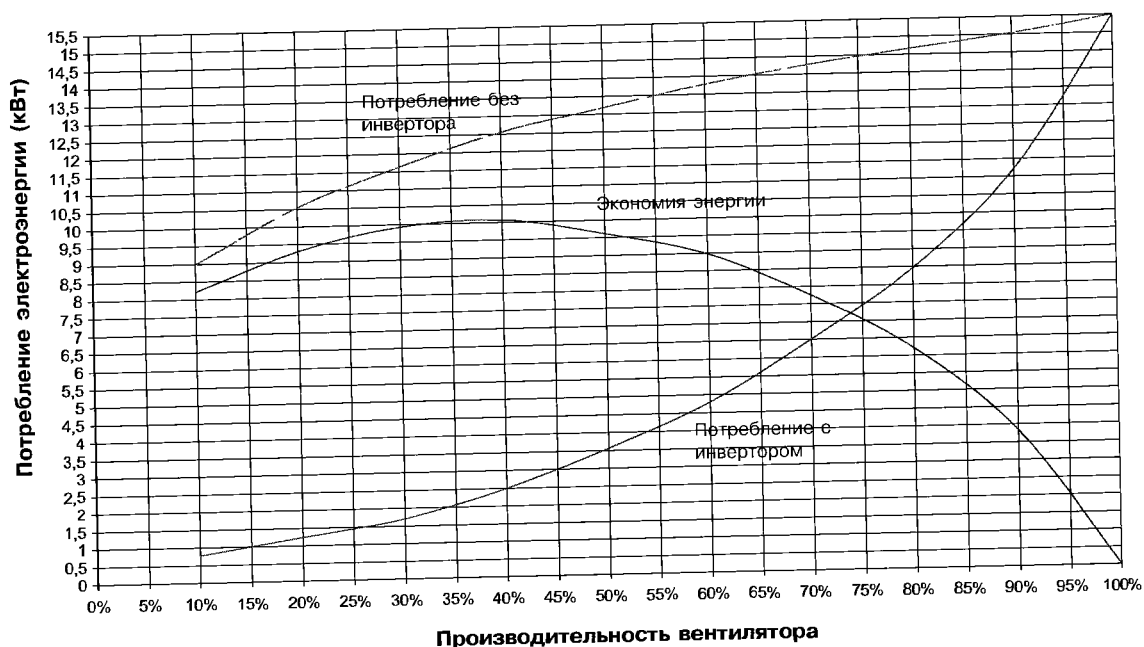
В системах сжигания без контроля содержания O_2 в дымовых газах, чтобы учитывать изменчивые условия работы системы, необходимо подавать заведомо большее количество избыточного воздуха. Система сжигания с регулировкой O_2 в дымовых газах позволяет поддерживать минимальное значение O_2 при изменяющихся окружающих условиях. Количество избыточного воздуха подаваемого на горение значительно снижается.

При этом благодаря отсутствию избыточного кислорода уменьшается выброс оксидов азота.

Минимизация избыточного воздуха уменьшает количество дымовых газов и, следовательно, их температуру. В результате КПД горения повышается.

На рис. 82 показано изменение КПД при изменении процентного содержания O_2 в дымовых газах при различной температуре.

Рисунок 83 График для оценки экономии электроэнергии при использовании инвертора



Помимо определения процентного содержания O_2 в дымовых газах блок EGA может фиксировать и передавать на блок управления горелкой ряд важных параметров для контроля процесса горения (температура дымовых газов, температура окружающего воздуха, процентное содержание в дымовых газах CO , CO_2 , NO , SO_2). Постоянный контроль за этими параметрами позволяет определять и устранять неполадки в работе системы не дожидаясь аварийной остановки системы.

Блок-газоанализатор EGA имеет 6 аналоговых каналов для передачи информации. Выходной сигнал может быть представлен в виде силы тока от 4 до 20 мА или напряжения от 0 до 10 В.

2.9.2 Подогрев воздуха, участвующего в горении

Эта процедура применяется для того, чтобы использовать теплоту, содержащуюся в дымовых газах. Область применения данного метода ограничивается высокотемпературными отопительными системами, например системами с теплогенераторами на диатермическом масле. Действительно, в таких случаях теплоноситель подогревается до температуры более $300^{\circ}C$, и, следовательно, дымовые газы имеют достаточно высокую температуру на выходе из теплогенератора. Как правило, воздух, участвующий в горении, подогревают до температуры приблизительно $150^{\circ}C$.

Возврат тепла осуществляется за счёт теплообмена между воздухом и дымовыми газами, который происходит в специальном теплообменнике (воздухоподогревателе), установленном внутри дымохода. Количество полученной теплоты пропорционально массовому расходу воздуха, участвующему в процессе теплообмена, то есть, проходящего через воздухоподогреватель. В среднем, с помощью этого метода КПД теплогенератора вырастет на 8%.

Рекомендуется устанавливать воздухоподогреватель таким образом, чтобы нагреваемый воздух двигался навстречу дымовым газам.

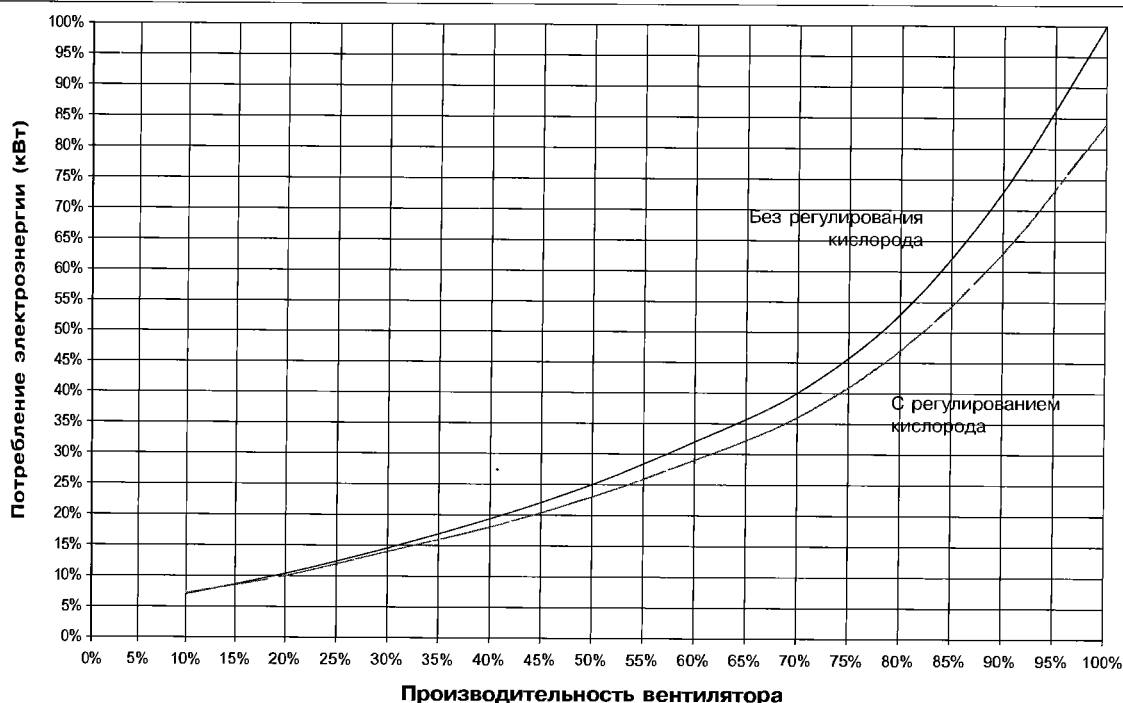
При расчёте потерь давления, необходимо опираться на реальные параметры воздушного потока, для чего применяют корректирующий коэффициент (см. таблицу 23).

2.9.3 Регулирование скорости вращения вентилятора

В разделе 2.5.1, в котором описываются вентиляторы, мы видели, как можно регулировать расход участвующего в горении воздуха, изменяя характеристическую кривую системы воздухоподдачи или характеристическую кривую вентилятора:

- первый тип регулировки можно осуществлять, меняя аэродинамическое сопротивление, вызванное заслонкой, приводимой в движение серводвигателем;

Рисунок 84 Расход электроэнергии при использовании системы регулирования содержания O_2 в дымовых газах и инвертора



-второй тип регулирования осуществляется посредством изменения частоты вращения двигателя вентилятора.

Частота вращения вентилятора изменяется с помощью специального устройства называемого инвертором. Инвертор изменяет частоту и величину напряжения, подаваемого на электродвигатель вентилятора, тем самым изменяя скорость его вращения и, следовательно, расход подаваемого на горение воздуха. Этот метод даёт следующие преимущества:

- снижается потребление вентилятором электрической мощности;
- снижается уровень шума от вентилятора.

Потребляемая электрическая мощность вентилятора прямо пропорциональна частоте его вращения, поэтому при уменьшении частоты вращения снижается также потребление электрической мощности.

Уменьшение уровня шума происходит как напрямую за счёт вентилятора, так и за счёт заслонок, через которые поток воздуха проходит с меньшей скоростью.

Эффективность использования инвертора определяется точностью соблюдения и быстротой изменения регулируемого параметра.

Экономия, которой можно достичь с помощью инвертора, составляет приблизительно 40% от потребляемой вентилятором электроэнергии.

Точное значение сэкономленной электроэнергии можно рассчитать с помощью графика (рис. 83).

2.9.4 Burner Management System (BMS) - Система дистанционного управления и контроля производственных процессов котельной на основе промышленных горелок RIELLO серий MB, TI, ER

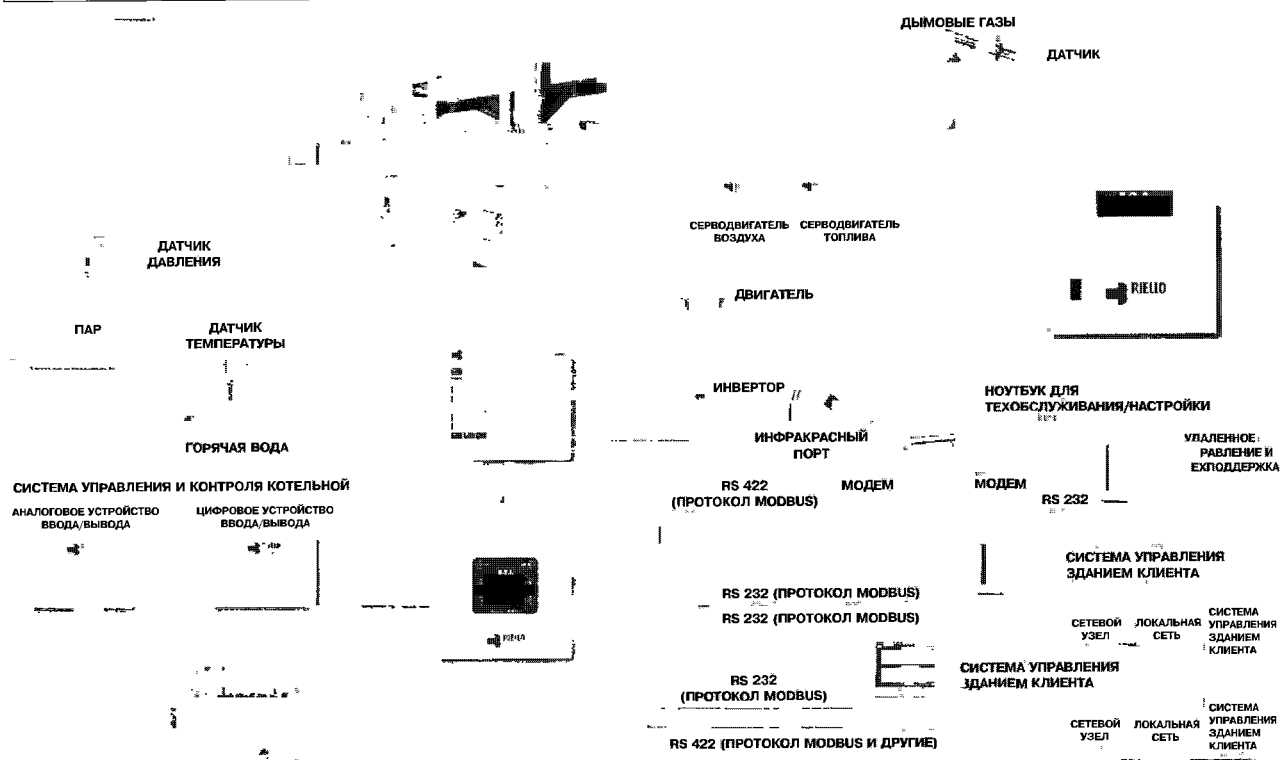
К современным промышленным котельным предъявляются достаточно высокие требования по автоматизации и информатизации производственных процессов. В связи с этим концерном RIELLO разработана система дистанционного управления и контроля производственных процессов котельной на основе промышленных горелок серий MB, TI, ER. Данная система получила название Burner Management System (рис. 85).

Основу данной системы составляет блок управления горелкой AUTOFLAME (рис. 81), который может быть установлен как на саму горелку (горелки серии MB), так и в отдельно стоящий пульт управления (горелки серий TI, ER). Блок управления AUTOFLAME это универсальное устройство, которое может управлять как отдельной горелкой, так и каскадом из горелок количеством до 10 штук, оснащенных таким же блоком управления.

Блок управления AUTOFLAME обеспечивает:

- модуляционный режим работы горелки;
- возможность настройки горелки непосредственно с пульта управления;
- управление тремя независимыми электрическими сервоприводами;

Рисунок 85 Принципиальная схема системы дистанционного управления и контроля производственных процессов котельной на базе промышленных горелок RIELLO



- отображение текущих значений технологических параметров на жидкокристаллическом дисплее (с блоком EGA);

- отсутствие механического гистерезиса (запаздывания) присущего традиционным системам регулирования;

- стабильность установленных регулировок в течении времени;

- возможность подключения и одновременного использования модуля EGA и инвертора, описанных в параграфах 2.9.1. и 2.9.3. На рис. 83 графически показан эффект от использования модуля EGA и инвертора.

В условиях работы котельной в автоматическом режиме без обслуживающего персонала очень важно иметь надёжное

устройство для передачи информации о текущем состоянии всех систем.

В качестве такого устройства концерн RIELLO предлагает блок передачи данных DTI (рис. 86).

Информация о текущем состоянии технологических процессов и оборудования котельной передаётся через блок DTI по локальной сети на диспетчерский пульт управления, находящийся в непосредственной близости от котельной. При необходимости информацию можно передавать на неограниченные расстояния через модемную связь. На диспетчерском пульте информация отображается в реальном времени на мониторе персонального компьютера в цифровом виде или - при использовании специального программного обеспечения - в виде мнемосхемы котельной. Кроме сбора и отправки информации на диспетчерский пульт блок DTI позволяет осуществлять обратную связь. Т.е., любой микропроцессорный терморегулятор, способный анализировать информацию, полученную от блока DTI, может передавать через блок DTI управляющие сигналы, предназначенные для изменения того или иного технологического параметра в котельной. При необходимости управление котельной можно осуществлять в ручном режиме.

Информация о текущих параметрах работы теплогенератора поступает от блока управления горелкой AUTOFLAME, а информация о работе вспомогательного оборудования котельной -

Рисунок 86 Блок передачи данных DTI

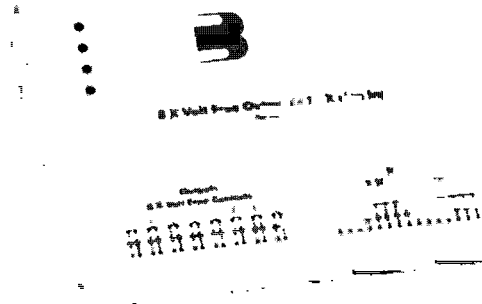


Рисунок 88 *налоговый модуль передачи данны*

управляющих сигналов (включение насоса, открытие задвижки, и.т.д.). Таких модулей можно установить в одной системе BMS до 10 штук.

Аналоговый модуль (рис. 88) предназначен для передачи информации о текущем значении того или иного параметра (температура, давление, и т.д.). Сигнал поступает в виде силы тока в диапазоне от 4 до 20 мА или напряжения от 0 до 10В. Через модуль может проходить 6 входящих и 6 выходящих аналоговых сигнала. Таких модулей может быть установлено до 10 шт. в одной системе.

ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРНОЙ ГОРЕЛКИ

3.1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Для правильного подбора горелки необходимо знать некоторые технические характеристики теплогенератора, системы топливоподачи и характеристики системы теплоснабжения. Список этих параметров приведен ниже:

1. полная или полезная тепловая мощность теплогенератора;
2. аэродинамическое сопротивление теплогенератора;
3. тип теплогенератора;
4. топливо;
5. метод регулирования установленной мощности;
6. минимальное давление газа в питающем газопроводе;
7. высота над уровнем моря (в метрах над уровнем моря) и средняя температура воздуха в месте установки теплогенератора.

Первые три параметра относятся к характеристикам теплогенератора и сообщаются производителем. Параметры 4 и 5 определяются инженером-проектировщиком. Параметры 6, 7 зависят от местонахождения системы производства тепла.

3.1.1 Полная тепловая мощность теплогенератора

Полная тепловая мощность представляет собой тепловую энергию, которая образуется при сжигании топлива в камере сгорания теплогенератора в единицу времени.

Полезная тепловая мощность представляет собой тепловую энергию, которую теплогенератор может фактически передать в систему теплоснабжения в единицу времени.

Обычно тепловая мощность измеряется в **кВт** или **ккал/ч**.

Разница между полной и полезной тепловой мощностью - это та часть тепловой энергии, которая теряется с уходящими дымовыми газами и через изоляцию теплогенератора.

Отношение полезной тепловой мощности к полной тепловой мощности называется коэффициентом полезного действия

теплогенератора (КПД) и выражается в процентах:

$$\eta_{100\%} = \frac{Q_{\text{полезное}}}{Q_{\text{полное}}} \cdot 100\%$$

КПД газоплотных котлов обычно находится в пределах 90 - 93% и его можно рассчитать, зная КПД горения (которое описано в параграфе 1.5.1) и тепловые потери через корпус котла (которые обычно составляют 1 - 2%). Если известна только полезная тепловая мощность, полную тепловую мощность, можно приблизительно рассчитать разделив полезную мощность на 0,9:

$$Q_{\text{полное}} = \frac{Q_{\text{полезное}}}{0,9}$$

Если из всех параметров известна только производительность по пару, которая обычно выражается в кг/час или в тоннах в час, полную тепловую мощность паровых котлов можно рассчитать по следующей формуле:

$$Q_{\text{полное}} = [G_V C_P (T_{\text{пар}} - T_{\text{вода}}) + G_V C_{\text{LAT VAP}}] / \eta$$

где:

G_V - массовый расход пара (кг/с);

C_P - удельная теплоёмкость при постоянном давлении (кДж/кг °С);

$T_{\text{пар}}$ - температура пара (°С);

$T_{\text{вода}}$ - температура воды на входе в котёл (°С);

$C_{\text{LAT VAP}}$ - скрытая теплота, затрачиваемая на испарение воды (кДж/кг);

η - КПД парогенератора.

Таблица 21 Опросный лист для подбора горелки

ОПРОСНЫЙ ЛИСТ ДЛЯ ПОДБОРА ГОРЕЛКИ				
Модель котла _____		Производитель _____		Год выпуска _____
Тип теплоносителя	☐ Горячая вода	☐ Перегретая вода	☐ Диатермическое масло	☐ Горячий воздух (непрямой обмен)
	☐ Пар высокого давления	☐ Пар низкого давления	☐ Перегретый пар	☐ Горячий воздух (прямой обмен)
Макс. давление в котле _____ (бар)		Макс. температура теплоносителя _____ (°C)		Расход пара _____ кг/час
Тип теплогенератора	Дымоход	☐ трехходовой	☐ Реверсивная камера сгорания	☐ Камера сгорания с дожиганием
	Трубный пучок	☐ D – образные	☐ Витковые	☐ Вертикальные
Полная тепловая мощность котла _____ (кВт)			КПД котла _____ (%)	
Полезная тепловая мощность котла _____ (кВт)			Тип установленной горелки (торговая марка): _____	
Данные о камере сгорания				
Аэродинамическое сопротивление / разрезание в топке _____		_____ (мбар)		_____ (мм вод. столба)
Длина _____ (мм)	Высота _____ (мм)	Минимальная длина головки горелки _____ (мм)		
Диаметр _____ (мм)	Ширина _____ (мм)			
Топливо	☐ Диз. топливо	☐ Мазут	☐ Керосин	
	☐ Природный газ	☐ Сжиженный нефтяной газ	☐ Городской газ	☐ Биогаз
Подаваемый газ _____	Низшая теплотворная способность _____ (кВт/Нм³)	_____ (ккал/Нм³)		
Давление подачи _____ (мбар)	_____ (бар)	_____ (мм вод. столба)		
Подаваемое жидкое топливо	Диз. топливо	Легкое топливо	Среднее топливо	Тяжелое топливо
	☐ 6 сСт при 20°C	☐ 3 °E при 50°C	☐ 20 °E при 50°C	☐ 50 °E при 50°C
Низшая теплотворная способность _____ (кДж/кг)		_____ (кВт·час/кг)		_____ (ккал/кг)
Место установки	Страна (за границей) _____	Город _____	Компания _____	
Высота над уровнем моря _____ (м над ур. моря)	☐ внутри	☐ снаружи	Тмин/макс _____ (°C)	
Электрическое питание 3 фазное напряжение питания / напряжение цепи управления / частота				
☐ 400/230/50	☐ 400/110/50	☐ 440/220/60	☐ 210/120/60	☐ / /
Управление горелкой	☐ Модуляционное регулирование	☐ непрерывная самопроверка	☐ Регулирование кислорода	
Блок перекачивания топлива блочной горелки (опция)		☐ уже установлен	☐ только компоненты	
Насос/фильтр	☐ Одинарный насос	☐ Двойной насос	☐ Одинарный фильтр	☐ Двойной фильтр
Подогреватель	☐ Электрический	☐ Пар	☐ Двойной (электро/пар)	☐ Измерение расхода топлива
Газовая рампа	☐ Стабилизатор	☐ Блок клапанов	☐ Контроль герметичности	☐ Измерение расхода газа
Другие требования (стандарты, спецификации, замечания) _____				

3.1.2 Аэродинамическое сопротивление теплогенератора

По принципу работы теплогенераторы можно разделить на два типа:

1. работающие под небольшим или нулевым разрежением в камере сгорания (негазоплотные);
2. у которых при работе давление в камере сгорания выше атмосферного (газоплотные).

В негазоплотных теплогенераторах поток участвующего в горении воздуха и поток продуктов сгорания зависят от тяги, создаваемой дымоходом. Тяга, как известно, возникает в результате разницы температур дымовых газов и внешнего воздуха и/или благодаря наличию системы принудительного дымоудаления.

В теплогенераторах обоих типов, участвующий в горении воздух подаётся вентилятором, который в горелках моноблочного типа встроен непосредственно в саму горелку.

Производительность теплогенератора сильно зависит от его аэродинамического сопротивления. Теоретически, при увеличении сопротивления по тракту дымовых газов теплообмен интенсифицируется, и как следствие увеличивается КПД теплогенератора. Но при этом, чтобы преодолевать такое сопротивление приходится увеличивать мощность вентилятора и, соответственно, увеличивать стоимость теплофикационной установки. В настоящее время производители теплогенераторов стандартизировали аэродинамическое сопротивление, увязав его с производительностью теплогенератора.

Если производитель не предоставил точных данных по аэродинамическому сопротивлению теплогенератора, из приведённого ниже графика можно получить приблизительное значение:

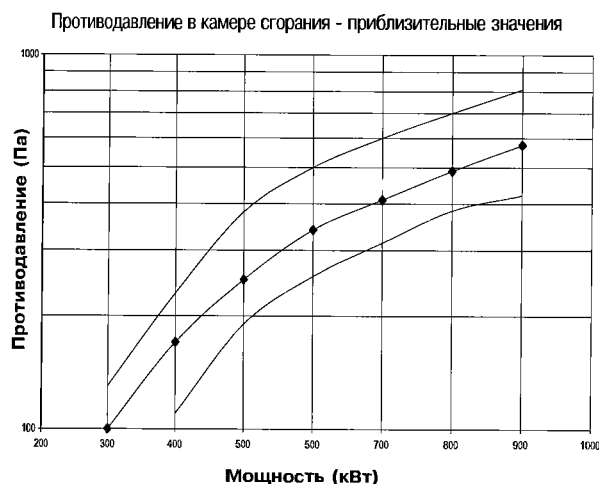


Рисунок 89 Зависимость аэродинамического сопротивления в камере сгорания от тепловой мощности теплогенератора

Обратите внимание: приведённые данные имеют силу только в отношении теплогенераторов, произведённых в последние годы в Европейском сообществе. Для старых теплогенераторов или для теплогенераторов, произведённых в тех странах где используются другие стандарты, эти значения могут сильно отличаться.

3.1.3 Тип теплогенератора

При выборе горелки очень важно знать конструкцию теплогенератора, особенно это важно при выборе длины головки горелки. Действительно, у различных теплогенераторов могут быть разные параметры камеры сгорания. Следовательно, требования к форме пламени будут отличаться. Камеры сгорания можно разделить на две категории:

- с прямым ходом дымовых газов (3-х ходовые котлы, котлы с прямоточным или змеевиковым теплообменником);
- с инверсионным потоком дымовых газов (2-х ходовые котлы).

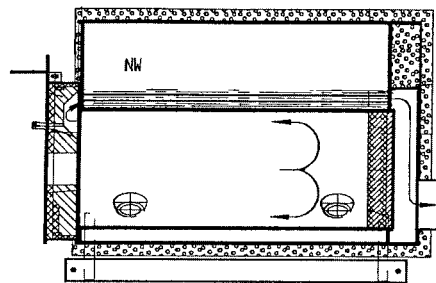


Рисунок 90 Теплогенератор с инверсионной камерой сгорания

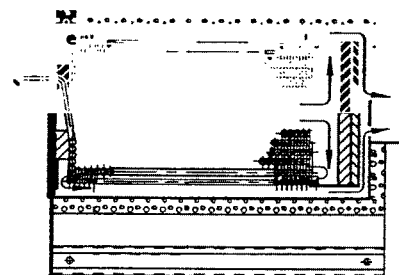


Рисунок 91 Теплогенератор со змеевиковым теплообменником

Для теплогенераторов обоих типов производитель должен сообщать минимальную длину головки горелки, необходимую для создания оптимальных условий для горения. Это значение определяется в лаборатории экспериментальным путем.

При отсутствии таких данных, на основе предположений можно выбрать наиболее подходящую длину головки горелки:

- для чугунных и стальных водогрейных котлов с тремя полными ходами дымовых газов головка может выступать только за внутренний край передней дверцы;

- в теплогенераторах с инверсионной камерой сгорания головка горелки должна заканчиваться за той точкой, где дымовые газы совершают второй поворот. Это необходимо для того, чтобы дымовые газы не попадали раньше времени в дымогарные трубы.

В бытовых горелках заглубление головки внутрь камеры сгорания можно регулировать изменяя положение подвижного фланца или используя стандартные комплекты для удлинения головок. Горелки средней и большой мощности штатно изготавливаются с короткой или длинной головкой. Для адаптации головки горелки к имеющемуся теплогенератору можно использовать ограничительную вставку (заказывается по каталогу как принадлежность к горелке).

На прохождение дымовых газов через теплогенератор значительное влияние оказывает тип используемого дымохода и его состояние в момент пуска (прогретый или нет)

При установке горелки в теплогенератор между огнеупорной прокладкой котла и головкой горелки необходимо проложить защитный огнеупорный изолирующий материал (номер 11 на рис. 92), а между фланцем горелки и обшивкой котла прокладку (номер 8 на рис. 92).

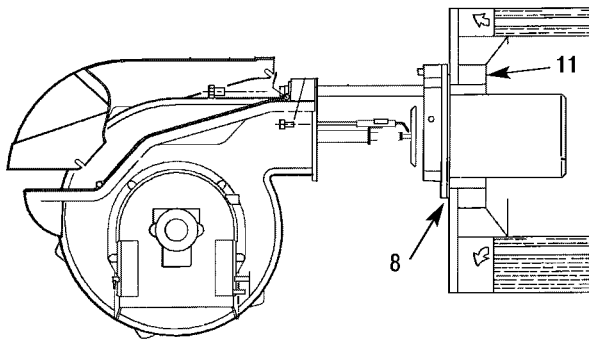


Рисунок 92 Крепление горелки к теплогенератору

В теплогенераторах с камерами сгорания, из огнеупорного материала необходимо учитывать эффект прямого теплового излучения. Головку горелки испытывает повышенную тепловую нагрузку, вызванную повышенной температурой внутренних стенок теплогенератора.

Меры предохранения горелки при работе с конкретным теплогенератором необходимо согласовывать с производителем последнего.

3.1.4 Топливо

Как правило, вид применяемого топлива задаётся изначально и диктует особенности проектируемой системе теплоснабжения. Иными словами, у инженера-проектировщика редко бывает выбор, какое топливо лучше использовать - в зависимости от его стоимости, требуемой мощности и сложности системы подачи.

3.1.5 Режим работы горелки

Режим работы горелок (одноступенчатый, двухступенчатый, трехступенчатый, модуляционный) определяется инженером-проектировщиком зависит от того, какого типа регулирование требуется конкретной системе теплоснабжения и какова тепловая инерция теплогенератора.

3.1.6 Минимальное давление газа в питающем газопроводе

Знание величины минимального давления газа необходимо для правильного подбора типоразмера газовой ramпы. Значение минимального давления газа должна сообщать и гарантировать его постоянство организация - поставщик газа. В случае использования сжиженного газа величину минимального давления газа должен указывать производитель оборудования для хранения сжиженного газа.

3.1.7 Высота установки над уровнем моря и средняя температура участвующего в горении воздуха

Область применения горелки даётся для определённого атмосферного давления, которое равно 1000 мбар (среднее атмосферное давление на высоте 100 метров над уровнем моря) и для температуры участвующего в горении воздуха равной 20°C. Эти сведения приводятся под графиком рабочего диапазона горелки.

Горелка, однако, нередко устанавливается на различной высоте над уровнем моря и/или работает при различной температуре участвующего в горении воздуха. Характеристики этих параметров могут отличаться от стандартных значений. Это влечёт за собой необходимость изменения

производительности и напора вентилятора. Эти изменения вызваны тем обстоятельством, что увеличение температуры участвующего в горении воздуха и увеличение высоты над уровнем моря дают один и тот же эффект - уменьшение плотности воздуха. При уменьшении плотности воздуха снижается содержание кислорода в воздухе и, следовательно, уменьшается максимальное количество топлива, которое можно сжечь при работе горелки на максимальной мощности.

Кроме того, полный напор, развиваемый вентилятором, также прямо пропорционален уменьшению плотности воздуха. А именно, если плотность воздуха изменяется вследствие изменения температуры и/или давления, объёмный расход вентилятора останется прежним, но развиваемый напор и потребляемая мощность вентилятора изменяются по следующим законам:

$$P_1 = P_2 \cdot \frac{\delta_1}{\delta_2}$$

$$N_1 = N_2 \cdot \frac{\delta_1}{\delta_2}$$

где:

P_1 - общее давление, оказываемое на текучую среду с плотностью δ_1 ;

P_2 - общее давление, оказываемое на текучую среду с плотностью δ_2 ;

N_1 - мощность, потребляемая при наличии текучей среды с плотностью δ_1 ;

N_2 - мощность, потребляемая при наличии текучей среды с плотностью δ_2 .

Для правильного подбора горелки необходимо убедиться в том, что даже при изменении высоты над уровнем моря и температуры окружающей среды значение полной тепловой мощности теплогенератора окажется внутри рабочего диапазона горелки.

Если теплогенератор будет установлен на отличных от стандартных высоты над уровнем моря и/или внешней температуре воздуха, следует вычислять виртуальную рабочую точку, в которой мощность горелки будет больше, чем в реальной рабочей точке.

Увеличенная мощность горелки определяется как отношение полной тепловой мощности теплогенератора к коэффициенту F , который зависит от температуры и атмосферного давления:

$$Q_{горелки} = \frac{Q_{полное}}{F}$$

Мощность, соответствующую максимальному напору вентилятора горелки P_{max} , можно получить из графика рабочего диапазона. Это будет точка пересечения кривой, ограничивающей область применения, и

вертикальной линии, проведённой вниз на ось координат от значения $Q_{горелки}$. Как говорилось выше, это значение соответствует стандартным тестовым условиям. Его необходимо подкорректировать с учётом изменения характеристик вентилятора, а именно:

$$P_{горелки} = P_{max} \cdot F$$

Если напор $P_{горелки}$ больше, чем аэродинамическое сопротивление теплогенератора, то горелка удовлетворяет требованиям системы.

Если нет, то возможны два варианта:

- можно выбрать следующую по мощности горелку из имеющегося типоряда и повторить вышеописанную процедуру проверки;
- уменьшить расход топлива на горелке и, следовательно, её мощность для того, чтобы уменьшить аэродинамическое сопротивление в камере сгорания и достичь максимально возможного напора вентилятора.

Аэродинамическое сопротивление изменяется пропорционально квадрату расхода дымовых газов, который пропорционален расходу топлива, а следовательно и мощности горелки. Эти две величины связаны следующим уравнением:

$$P_{уменьшенное} = P_{полное} \cdot \left(\frac{Q_{уменьшенное}}{Q_{полное}} \right)^2$$

Каждое значение $Q_{уменьшенное}$ необходимо проверять до тех пор, пока напор не станет больше, чем аэродинамическое сопротивление в камере сгорания с учетом поправки.

Эта процедура показана в приведенном ниже примере. Коэффициент F берётся из таблицы 22. В таблице 30 указана величина, обратная коэффициенту F .

3.2 ПРИМЕР ПОДБОРА МОНОБЛОЧНОЙ ГОРЕЛКИ

Для правильного подбора горелки требуются самые разные сведения. Поэтому в начале процесса подбора изучим опросный лист (таблица 24) и схематично изобразим горелку и систему подачи топлива.

3.2.1 Выбор модели горелки

Итак, у нас запрашивают горелку, которая должна использовать два вида топлива (природный газ + дизельное топливо). Этим требованиям для данной мощности

Высота над уровнем моря	Атмосферное давление	Коэффициент F							
		ВОЗДУХ °C							
м	мбар	0	5	10	15	20	25	30	40
0	1013	1,087	1,068	1,049	1,030	1,013	0,996	0,979	0,948
100	1000	1,073	1,054	1,035	1,017	1,000	0,983	0,967	0,936
200	989	1,061	1,042	1,024	1,006	0,989	0,972	0,956	0,926
300	978	1,049	1,031	1,012	0,995	0,978	0,961	0,946	0,915
400	966	1,037	1,018	1,000	0,983	0,966	0,950	0,934	0,904
500	955	1,025	1,006	0,989	0,971	0,955	0,939	0,923	0,894
600	944	1,013	0,995	0,977	0,960	0,944	0,928	0,913	0,884
700	932	1,000	0,982	0,965	0,948	0,932	0,916	0,901	0,872
800	921	0,988	0,971	0,953	0,937	0,921	0,905	0,891	0,862
900	910	0,977	0,959	0,942	0,926	0,910	0,895	0,880	0,852
1000	898	0,964	0,946	0,930	0,913	0,898	0,883	0,868	0,841
1200	878	0,942	0,925	0,909	0,893	0,878	0,863	0,849	0,822
1400	856	0,919	0,902	0,886	0,871	0,856	0,842	0,828	0,801
1600	836	0,897	0,881	0,865	0,850	0,836	0,822	0,808	0,783
1800	815	0,875	0,859	0,844	0,829	0,815	0,801	0,788	0,763
2000	794	0,852	0,837	0,822	0,808	0,794	0,781	0,768	0,743

Таблица 22 Корректирующий коэффициент F для расчёта напора и производительности вентилятора горелки (в зависимости от высоты над уровнем моря и температуры)

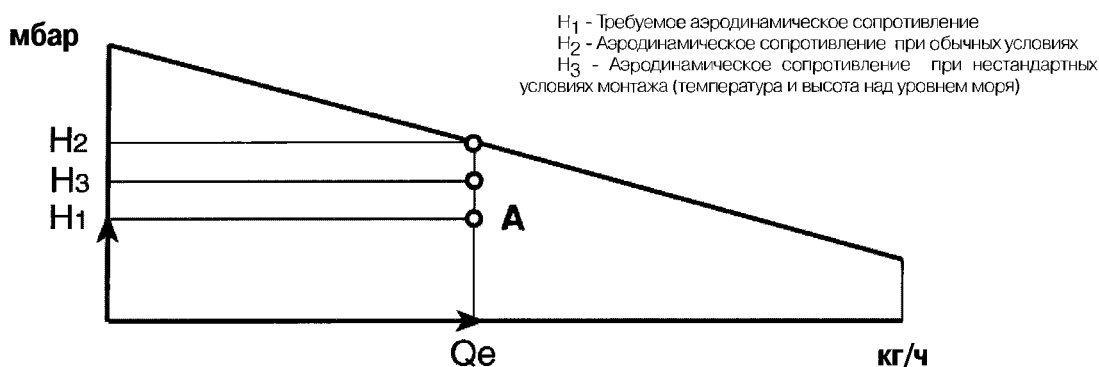


Таблица 23 Пример уменьшения аэродинамического сопротивления в горелке

удовлетворяют комбинированные двухступенчатые горелки серии RLS.

Выбор мы должны сделать в рамках рассчитанного нами виртуального рабочего диапазона, начав с реальной полной тепловой мощности. Как мы помним она зависит от высоты установки над уровнем моря.

Из таблицы 22 следует, что для высоты 1000 метров над уровнем моря и температуры 20°C корректирующий коэффициент F равен 0,898. Реальная мощность горелки будет равна:

$$Q_{\text{горелки}} = \frac{Q_{\text{полное}}}{F} = \frac{450}{0,898} = 501,1 \text{ кВт}$$

Из каталога или графиков подбора выбираем те модели горелок, у которых параметр $Q_{\text{горелки}}$ равен 501,1 кВт.

Из таблицы 25 следует, что этим требованиям удовлетворяют две горелки: RLS 50 и RLS 70.

Выбор между этими двумя моделями должен быть сделан с учетом аэродинамического сопротивления котла. Это необходимо



Рисунок 93 Комбинированная горелка (диз топливо - газ) серии RLS

Таблица 24 Опросный лист для подбора горелки - образец

ОПРОСНЫЙ ЛИСТ ДЛЯ ПОДБОРА ГОРЕЛКИ				
Модель котла _____		Производитель _____		Год выпуска _____
Тип теплоносителя	☒ Горячая вода	☐ Перегретая вода	☐ Диатермическое масло	☐ Горячий воздух (непрямой обмен)
	☐ Пар высокого давления	☐ Пар низкого давления	☐ Перегретый пар	☐ Горячий воздух (прямой обмен)
Макс. давление в котле	_____ 5 _____ (бар)	Макс. температура теплоносителя	_____ 95 _____ (°C)	Расход пара _____ кг/час)
Тип теплогенератора	Дымоход	☐ трехходовые	☒ Реверсивная камера сгорания	☐ Камера сгорания с догоранием
	Трубный пучёк	☐ D – образные	☐ Витковые	☐ Вертикальные
Полная тепловая мощность котла _____ (кВт)			КПД котла _____ (%)	
Полезная тепловая мощность котла _____ 450 _____ (кВт)			Тип установленной горелки (торговая марка): _____	
Данные о камере сгорания				
Аэродинамическое сопротивление / разрежение в топке		_____ 4,5 _____ (мбар)	_____ (мм вод.столба)	
Длина	_____ 1800 _____ (мм)	Высота	_____ (мм)	
Диаметр	_____ 510 _____ (мм)	Ширина	_____ (мм)	
Минимальная длина головки горелки		_____ (мм)		
Топливо	☒ Природный газ	☒ дизельное топливо	☐ мазут	☐ Керосин
	☐ сжиженный нефтяной газ	☐ городской газ	☐ Биогаз	
Подаваемый газ	Низшая теплотворная способность _____ 10 _____ (кВт/Нм ³)	_____ (ккал/Нм ³)		
Давление подачи	_____ 28 _____ (мбар)	_____ (бар)		
Подаваемое жидкое топливо	Дизельное топливо	Легкое топливо	Среднее топливо	Тяжелое топливо
вязкость	☒ 6 сСт при 20°C	☐ 3 °E при 50°C	☐ 20 °E при 50°C	☐ 50 °E при 50°C
Низшая теплотворная способность	_____ (кДж/кг)	_____ 11,86 _____ (кВт·час/кг)	_____ (ккал/кг)	
Место установки	Страна (за границей) _____ ИТАЛИЯ _____	Город _____	Компания _____	
Высота над уровнем моря	_____ 1000 _____ (м над ур. моря)	☒ внутри	☐ снаружи	Тмин/макс _____ 15/25 _____ (°C)
Электрическое питание 3 фазное напряжение питания / напряжение цепи управления / частота				
☐ 400/230/50	☒ 400/110/50	☐ 440/220/60	☐ 210/120/60	☐ / /
Управление горелкой	☐ Модуляционное регулирование			
	☐ непрерывная самопроверка			
	☐ Регулирование кислорода			
Блок перекачивания топлива блочной горелки (опция)		☐ уже установлен		
	☐ только компоненты			
Насос/фильтр	☐ Одинарный насос	☐ Двойной насос	☐ Одинарный фильтр	☐ двойной фильтр
Подогреватель	☐ Электрический	☐ Пар	☐ Двойной (электро/пар)	☐ Измерение расхода топлива
Газовая рампа	☐ Стабилизатор	☐ Блок клапанов	☐ Контроль герметичности	☐ Измерение расхода газа
Другие требования (стандарты, спецификации, замечания) _____				

Таблица 25 Технические характеристики моноблочных горелок серии RLS

Модель		RLS 28	RLS 38	RLS 50	RLS 70	RLS 100	RLS 130
ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ (*) (2-я ступень)	кВт	163-325	232-442	290-581	465-814	698-1163	930-1395
	Мкал/час	192-378	270-513	337-676	541-947	812-1352	1081-1622
Расход топлива (2-я ступень)	кг/час	13,7-27,4	19,6-37,3	24,5-49	39-69	59-98	78-118
ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ (*) (мин 1-я ступень)	кВт	100	116	145	232	349	465
	Мкал/час	116	135	169	270	406	541
Расход топлива (мин 1-я ступень)	кг/час	8,5	9,8	12,3	19	29,5	39
ТОПЛИВО	Дизельное топливо, вязкость при 20°C: 6 мм²/с макс (1,5°E – 6 cСт)						
	Природный газ: G20 (метан) - G21 - G22 - G23 - G25						
	Сжиженный нефтяной газ GPL - G30 (пропан) - G31 (бутан)						
	Давление газа при максимальном расходе: G20/G25/G31	мбар	11/16,2/9,5	13/19,2/12	14/20,8/10,5	6,2/7,5/7,8	10/13/12
Температура среды	°C	0-40					
Макс. температура поддерживающего горение воздуха, °C	°C	60					
ЭЛЕКТРОПИТАНИЕ	Фаза - Гц - В	1 - 50 - 230			3 N - 50 - 400/230		
ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ	ОБ/мин	2800					
Двигатель вентилятора	Вт	250	420	650	1100	1500	2200
	A	2,1	2,9	3-1,7	4,8-2,8	5,9-3,4	8,8-5,1
Двигатель насоса	Вт	370					
	A	2,4					
НАСОС							
Производительность (при 12 бар)	кг/час	67					
Диапазон давлений	Бар	4-18					
Максимальная температура топлива	°C	60					
РАСХОД ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ	Вт макс.	530	760	910	1800	2200	3000
ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ЗАЩИТА		IP44					
АТТЕСТАЦИЯ	CE	0063AR4637				0063AS4863	
	DIN	5G835/97M					
УРОВНИ ШУМА (**)	дБ	68	70	72	74	77,5	80
СООТВЕТСТВИЕ ДИРЕКТИВАМ ЭЭС (СЕЕ)		90/396 - 89/336 - 73/23 - 92/42				90/396 - 89/336 - 73/24	

(*) Базовые условия: Температура среды 20°С – Атмосферное давление 1000 мбар- Высота над уровнем моря 1000 метров.

(**) Звуковое давление измерено в лаборатории производителя, горелка была установлена на тестовый котел на максимальной мощности.

(*) Базовые условия: Температура среды 20°C – Атмосферное давление 1000 мбар- Высота над уровнем моря 1000 метров.

(**) Звуковое давление измерено в лаборатории производителя, горелка была установлена на тестовый котел на максимальной мощности.

проверить с помощью графика рабочего диапазона горелки.

На графике для выбранных моделей вертикальную линию необходимо провести из точки, соответствующей максимальной требуемой мощности 501,1 кВт. Отсюда мы получим максимально возможное аэродинамическое сопротивление котла, которое может преодолеть вентилятор горелки.

Из графика диапазона применения горелок мы получаем следующие максимальные значения напора:

- RLS 50. $P_{\max} = 4$ мбар
- RLS 70. $P_{\max} = 9$ мбар

Теперь максимальный напор необходимо скорректировать на коэффициент F, который зависит от высоты расположения установки над уровнем моря, после чего мы получим следующие значения:

Для горелки RLS 50:

$$P_{\text{горелки}} = P_{\max} \cdot F = 4 \cdot 0,898 = 3,6 \text{ мбар}$$

Для горелки RLS 70:

$$P_{\text{горелки}} = P_{\max} \cdot F = 9 \cdot 0,898 = 8,1 \text{ мбар}$$

Аэродинамическое сопротивление котла равно 4,5 мбар (450 Па), это больше, чем может развить горелка модели RLS 50 и меньше, чем напор, который может развить горелка RLS 70.

Возможны два варианта:

1. Можно использовать горелку RLS 50, но необходимо уменьшить максимальную мощность, которую она может развивать, за счёт уменьшения максимального напора;
2. Можно использовать горелку RLS 70.

$Q_{\text{полное}}$ (кВт) (1)	R (%) (2)	$Q_{\text{уменьш.}}$ (кВт) (3)	$P_{\text{уменьш.}}$ (мбар) (4)	$Q_{\text{горелки}}$ (кВт) (5)	$P_{\text{макс.}}$ (мбар) (6)	$P_{\text{горелки}}$ (мбар) (7)
450	1%	446	4,41	496	4,1	3,68
450	2%	441	4,32	491	4,2	3,77
450	3%	437	4,23	486	4,3	3,86
450	4%	432	4,15	481	4,4	3,95
450	5%	428	4,06	476	4,5	4,04
450	6%	423	3,98	471	4,6	4,013
450	7%	419	3,89	466	4,7	4,22

Таблица 26 Итерационная таблица

Используя итерационный метод (см. табл. 26) мы можем рассчитать, насколько в первом случае уменьшится тепловая мощность.

Максимальная мощность, которую может развить горелка, указана в той строчке, где напор горелки перекроет аэродинамическое сопротивление в камере сгорания котла:

Числа в столбцах имеют следующие значения:

- (1) исходная полная мощность $Q_{\text{полная}}$;
- (2) процент уменьшения полной мощности R;
- (3) уменьшенная полная мощность

$$Q_{\text{уменьшенная}} = R \cdot Q_{\text{полная}}$$

- (4) напор котла при уменьшенной мощности;

$$P_{\text{уменьшенное}} = P_{\text{полное}} \cdot \left(\frac{Q_{\text{уменьшенное}}}{Q_{\text{полное}}} \right)^2$$

- (5) мощность, которую должна развивать горелка

$$Q_{\text{горелки}} = Q_{\text{уменьшенная}} / F$$

- (6) максимальный развиваемый напор, соответствующий $Q_{горелки}$, обозначаемый P_{max} ;
(7) реальный напор горелки

$$P_{горелки} = P_{max} \cdot F$$

Отсюда следует: чтобы напор вентилятора стал больше, чем аэродинамическое сопротивление теплогенератора, мощность надо уменьшить на 6%.

Если система выдержит такое уменьшение максимальной мощности, то можно применить горелку RLS 50.

На графике диапазона работы горелки (см. рис. 14) рабочая точка указана для стандартных условий (высота установки - 100 метров над уровнем моря, температура - 20°C) не требующих корректировки.

Из примера видно, что максимальную требуемую мощность можно достичь и с помощью горелки меньшего типоразмера RLS 50, не теряя в производительности. Это показывает, насколько важно оценить геодезические параметры места установки, и насколько это влияет на величину мощности и давления.

Для дальнейших расчётов воспользуемся всё - таки горелкой RLS 70.

3.2.2 Выбор длины головки горелки

Длина головки модели RLS 70 равна 250 мм.

В запрашиваемой схеме указан котел с инверсионной камерой сгорания. Схема устройства такого котла показана на рис. 95.

У данного котла минимальное расстояние С между фронтальной плитой котла и началом второго витка дымовых газов, составляет приблизительно 200 мм.

Лучше чтобы головка горелки заходила вглубь камеры сгорания, по крайней мере, ещё на 20 - 25%, т.е. приблизительно на 50 мм.

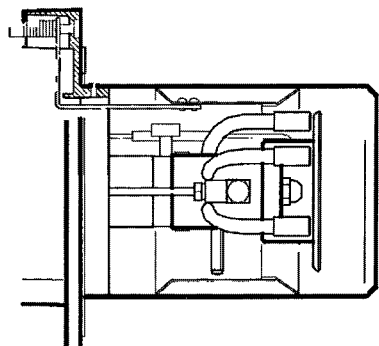
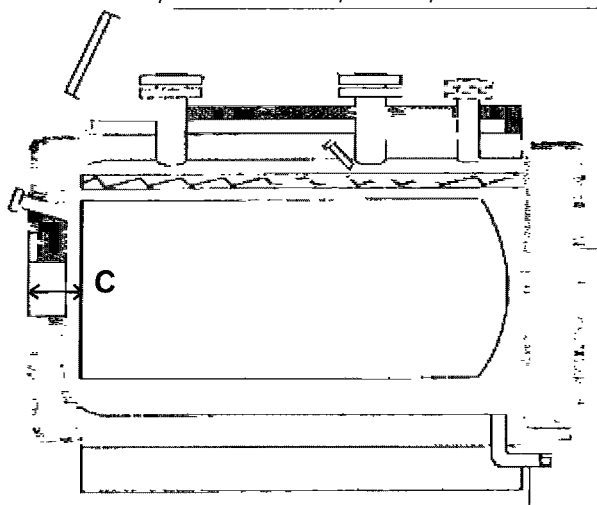


Рисунок 94 Головка горелки

Рисунок 95 Конструктивная схема водогрейного котла с инверсионной камерой сгорания



Напомним, что у горелки модели RLS 70 головка имеет длину 250 мм, которая и является оптимальной для нашего случая.

Если бы длина головки горелки оказалась намного длиннее требуемой, то потребовалась бы установка ограничительной вставки между соединительным фланцем горелки и фронтальной плитой котла.

Если бы головка оказалась слишком короткой, то потребовался бы специальный комплект для удлинения головки.

В каталоге "Горелки RIELLO" в разделах "Принадлежности к горелкам" ограничительные вставки и комплекты для удлинения головок представлены в виде стандартных принадлежностей.

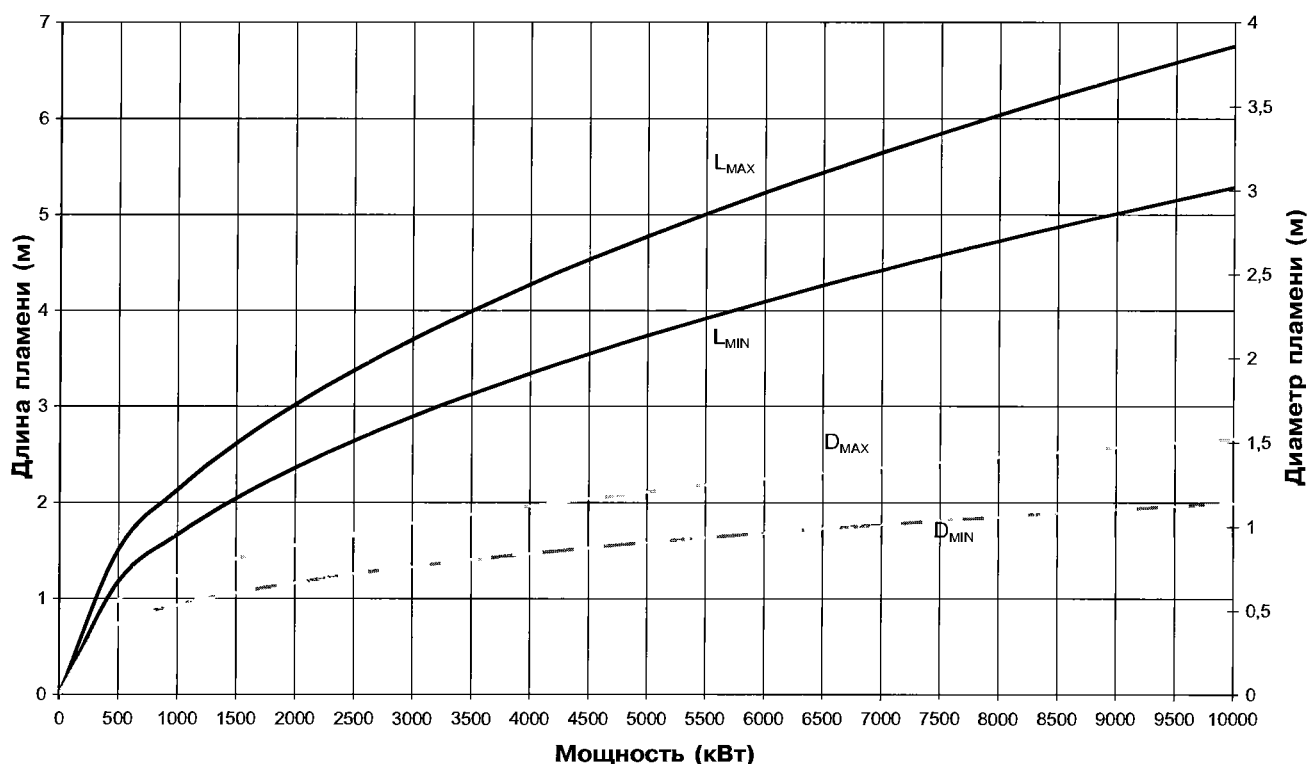
В некоторых случаях производители котлов указывают рекомендуемую длину головки горелки.

3.2.3 Проверка длины пламени

Прежде чем перейти к системе подачи топлива, давайте проверим размеры камеры сгорания, не сильно ли они отличаются от размеров камеры сгорания тестового котла, на котором испытывали горелку.

Для этого воспользуемся изображённым на рис. 96 графиком. По одной оси отложена тепловая мощность, а по другой - длина и диаметр камеры сгорания. По этим значениям мы сможем определить рекомендуемые диаметр и длину камеры сгорания. Горелка и котёл подобраны правильно, когда их собственные реальные параметры попадают в полученные нами границы.

Рисунок 96 Длина и диаметр пламени в зависимости от мощности горелки



В нашем случае камера сгорания имеет диаметр 700 мм, а длину 1600 мм, поэтому горелка RLS 70 к ней подходит.

Если бы размеры очень сильно отличались от размеров тестового котла, то геометрия пламени (длина и ширина) могла бы получиться такой, что горелка не подошла бы для данного котла. Если бы камера сгорания оказалась слишком короткой, то пламя контактировало бы с задней стенкой и вызвало бы её тепловое напряжение (а возможно и повреждение).

Для облегчения расчётов потери давления в газовой рампе измерены заранее и представлены в виде графиков и таблиц. В них уже учтены и потери давления на головке горелки ($H_2 + H_3$). Но для полноты картины, на этих графиках потери давления на головке горелки (H_2) указываются отдельно. Потери давления на газовой рампе это разница двух значений.

Выбранная газовая рампа должна удовлетворять следующему условию:

$$H_2 + H_3 \leq H - (H_1 + H_4)$$

Примем, что:

$H = 2800$ Па (28 мбар);

$H_1 = 450$ Па (4,5 мбар);

$H_4 = 1000$ Па (10 мбар).

Потери давления на газовой рампе и на головке горелки не должны превышать следующего значения:

$$\begin{aligned} H_2 + H_3 &\leq 2800 - (450 + 1000) = \\ &= 1350 \text{ Па} = 13,5 \text{ мбар} \end{aligned}$$

Потери давления газа пропорциональны его расходу. Расход природного газа можно рассчитать по следующей формуле:

3.2.4 Выбор газовой рампы

При подборе газовой рампы необходимо учитывать, что сумма потерь давления газа не должна превышать имеющееся давление газа.

Потери давления происходят на следующих элементах:

1. H_1 - аэродинамическое сопротивление котла;
2. H_2 - головка горелки;
3. H_3 - газовая рампа;
4. H_4 - система подачи топлива, вплоть до точки отбора.

Обозначим минимально допустимое давление в точке отбора газа H . Должно соблюдаться следующее условие:

$$H \geq H_1 + H_2 + H_3 + H_4$$

$$m = \frac{Q_{\text{полное}}}{I.C.V.} \left[\frac{\text{Нм}^3}{\text{час}} \right]$$

где:

$Q_{\text{полное}}$ - полная тепловая мощность котла (кВт);

$I.C.V.$ - низшая теплотворная способность природного газа (кВт·ч/м³).

Расход газа равен:

$$m = \frac{450}{10,0} = 45,0 \left[\frac{\text{Нм}^3}{\text{час}} \right]$$

С горелками RLS 70 применяются двухступенчатые газовые рампы. На графике от точки, соответствующей полной тепловой мощности котла, откладывают вертикальную линию. Пересечение этой линии с характеристической кривой газовой рампы и даст нам потери давления (с учётом потерь давления на головке горелки).

Для разных газовых рампы могут быть следующие потери давления:

Голова горелки + рампа MBD 415/2:

1650 Па (16,5 мбар);

Голова горелки + рампа MBD 420/2:

1250 Па (12,5 мбар);

потери давления на головке горелки:

600 Па (6 мбар);

Видно, что газовая рампа модели MBD 420/2 удовлетворяет ограничениям на максимальные потери давления и подходит для нашей системы.

В данном случае для соединения газовой рампы с горелкой не нужно никаких переходников. Для других сочетаний газовых горелок и рампы существуют стандартные переходники - адаптеры. Необходимость использования того или иного адаптера указывается в комментариях к графикам подбора газовых рампы в каталоге "Горелки RIELLO".

3.2.5 Выбор компонентов для системы подачи дизельного топлива

Давайте рассмотрим систему подачи дизельного топлива, при которой оно поступает непосредственно из бака, установленного на 3 метра ниже горелки.

Для определения диаметров топливопроводов пользуются таблицами, предоставляемыми производителями. Длина топливопровода вычисляется как сумма длины всех топливопроводов и эквивалентных длин, соответствующих установленным в контур устройствам.

Контур топливоподдачи имеет длину 25 метров и состоит из компонентов, обладающих собственными эквивалентными длинами. Для расчётов в нашем случае используем приведённую ниже схему.

Предположим, что внутренний диаметр топливопроводов может равняться 14 мм.

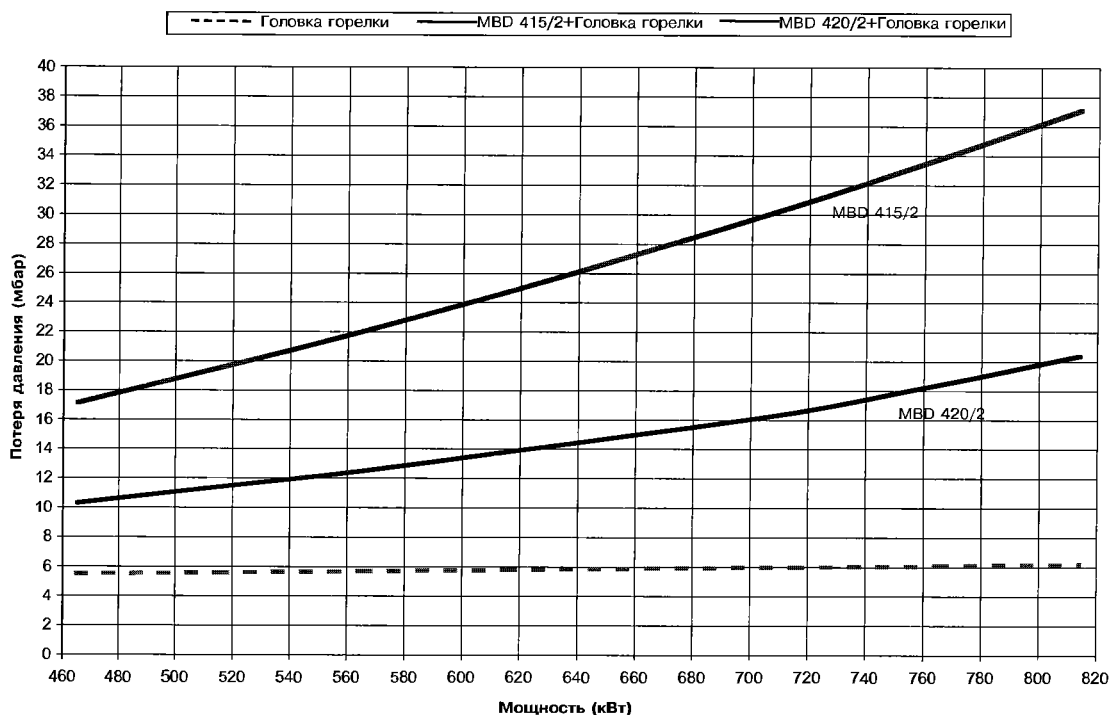
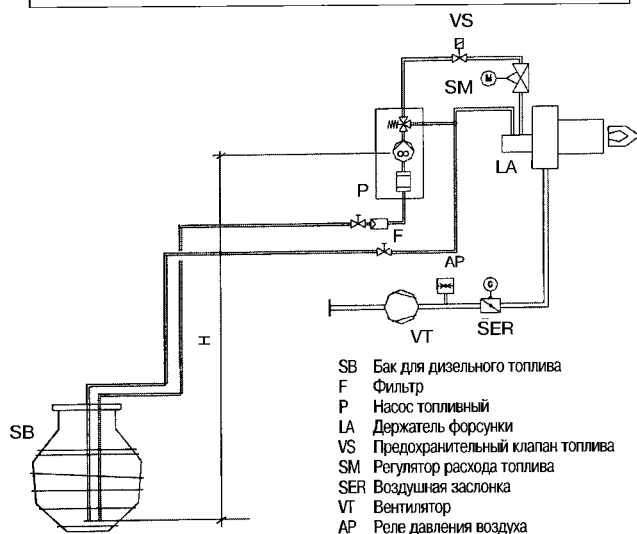


Рисунок 97 График выбора газовой рампы

Рисунок 98 Схема контура подачи дизельного топлива



- 4 поворота 90°

эквивалентная длина поворота $L_{\text{эKB}} = 0,1 \text{ м}$

- 1 фильтр

$$L_{\text{эKB фильтра}} = L_{\text{эKB вентиля (открытого)}} = 0,045 \text{ м}$$

- 2 запорных вентиля

$$L_{\text{эKB вентиля (открытого)}} = 0,045 \text{ м}$$

Общая эквивалентная длина равна:

$$L_{\text{эKB общ.}} = L_{\text{туда и обратно}} + \sum L_{\text{эKB}} = 25 + 4 \cdot 0,1 + 0,045 + 2 \cdot 0,045 = 25,535 \text{ м}$$

Итак, топливопровод длиной 25 метров при высоте $H = -3$ метра должен иметь диаметр 14 мм. Наша гипотеза оказалась верной. Если бы разница по высоте между горелкой и ёмкостью с топливом была - 4 метра, то понадобился бы топливопровод с внутренним диаметром 16 мм. (не забудьте при этом пересчитать эквивалентные длины поворотов, вентиля и фильтра).

3.3 ПРИМЕР ПОДБОРА БЛОЧНОЙ ГОРЕЛКИ

В предыдущей главе мы видели, как много надо собрать сведений для правильного выбора моноблочной горелки. Так же тщательно необходимо собрать информацию для подбора блочной горелки.

Блочная горелка должна соответствовать проектным данным, приведенным в опросном листе (таблица 28).

3.3.1 Выбор модели горелки

Типичным требованием для котлов работающих на диатермическом масле является предварительный подогрев воздуха. В связи с этим обстоятельством, нам необходима горелка с отдельно стоящим дутьевым вентилятором. Этим требованием отвечает блочная горелка серии П1.

Для нашего случая подойдет комбинированная промышленная горелка серии П1, которая работает на двух видах топлива (газ + мазут) и имеет модуляционную регулировку мощности

+H -H (м)	L (мм)		
	RLS 70-100 - 130		
	Φ (мм)		
	12	14	16
+4,0	71	138	150
+3,0	62	122	150
+2,0	53	106	150
+1,0	44	90	150
+0,5	40	82	150
0	36	74	137
-0,5	32	66	123
-1,0	28	58	109
-2,0	19	42	81
-3,0	10	26	53
-4,0	-	10	25

Таблица 27 Таблица выбора диаметра топливопровода для подачи дизельного топлива



Рисунок 99 Блочная горелка серии П1

Типоразмер горелки зависит от требуемой полной тепловой мощности теплогенератора. Как правило, она указывается на табличке с техническими характеристиками, прикреплённой на теплогенераторе - если таковой уже установлен. Или её можно найти в каталогах производителя, - если речь идёт о новой системе. Если известна только полезная тепловая мощность, получить полную тепловую точную мощность можно по формуле 3.1.1.

$$Q_{\text{полное}} = \frac{Q_{\text{полезное}}}{0,9} = \frac{5814}{0,9} = 6460 \text{ кВт}$$

Если котёл будет установлен на высоте 50 метров над уровнем моря, то никакой корректировки мощности не требуется, и поэтому из приведённой ниже таблицы с техническими характеристиками мы получим, что первой моделью, удовлетворяющей данным условиям, будет горелка П 11.

После того, как мы сделали этот предварительный выбор, необходимо проверить соответствие рабочего диапазона горелки.

ОПРОСНЫЙ ЛИСТ ДЛЯ ПОДБОРА ГОРЕЛКИ

Модель котла _____		Производитель _____		Год выпуска _____	
Тип теплоносителя ☐ Горячая вода ☐ Пар высокого давления		☐ Перегретая вода ☐ Пар низкого давления		☒ Диатермическое масло ☐ Перегретый пар	
				☐ Горячий воздух (непрямой обмен) ☐ Горячий воздух (прямой обмен)	
Макс. давление в котле <u>10</u> (бар)		Макс. температура теплоносителя <u>300</u> (°C)		Расход пара _____ кг/час	
Тип котла Дымоход Трубный пучёк		☒ трехходовой ☐ D – образные		☐ Реверсивная камера сгорания ☒ Витковые	
				☐ Камера сгорания с догоранием ☐ Вертикальные	
Полезная тепловая мощность котла <u>5814</u> (кВт)		КПД котла <u>90</u> (%)		Тип установленной горелки (торговая марка): _____	
Полная тепловая мощность котла _____ (кВт)					
Данные о камере сгорания					
Аэродинамическое сопротивление / разрежение в топке		<u>15</u> (мбар)		<u>_____</u> (мм вод. столба)	
Длина <u>5800</u> (мм)		Высота _____ (мм)		Минимальная длина головки горелки _____ (мм)	
Диаметр <u>2500</u> (мм)		Ширина _____ (мм)		head	
Топливо ☒ Природный газ		☐ дизельное топливо ☐ сжиженный нефтяной газ		☒ мазут ☐ городской газ	
				☐ Керосин ☐ Биогаз	
Подаваемый газ Низшая теплотворная способность <u>10</u> (кВт/Нм³) Давление подачи _____ (мбар)		<u>2</u> (бар)		<u>_____</u> (ккал/Нм³) <u>_____</u> (мм вод. столба)	
Подаваемое жидкое топливо Дизельное топливо вязкость ☐ 6 сСт при 20°C		Легкое топливо ☐ 3 °E при 50°C		Среднее топливо ☐ 20 °E при 50°C Тяжелое топливо ☒ 50 °E при 50°C	
Низшая теплотворная способность _____ (кДж/кг)		<u>11,86</u> (кВт·час/кг)		<u>10,67</u> (ккал/кг)	
Место установки Страна (за границей) <u>ИТАЛИЯ</u>		Город _____		Компания _____	
Высота над уровнем моря 1000 (м над ур. моря) ☒ внутри		☐ снаружи		Тмин/макс <u>15/25</u> (°C)	
Электрическое питание		3 фазное напряжение питания / напряжение цепи управления / частота			
☐ 400/230/50 ☒ 400/110/50 ☐ 440/220/60 ☐ 210/120/60 ☐ / /					
Управление горелкой ☒ Модуляционное регулирование		☐ Непрерывная самопроверка		☐ Регулирование кислорода	
Блок перекачивания топлива блочной горелки (опция)		☐ уже установлен		☐ только компоненты	
Насос/фильтр ☐ Одинарный насос ☐ Двойной насос		☐ Одинарный фильтр ☐ Двойной фильтр			
Подогреватель ☐ Электрический ☐ Пар		☐ Двойной (электро/пар)		☐ Измерение расхода топлива	
Газовая рампа ☐ Стабилизатор ☐ Блок клапанов		☐ Контроль герметичности		☐ Измерение расхода газа	
Другие требования (стандарты, спецификации, замечания) _____					

Таблица 28 Пример опросного листа для подбора горелки - пример

Таблица 29 Технические характеристики горелок серии П

Модель			П 10		П 11		П 12		П 13		П 14			
Регулирование			Плавное регулирование (модуляция)											
Диапазон регулирования при максимальной мощности	при	Природный газ	1 : 6		1 : 6		1 : 6		1 : 6		1 : 5			
		Сжиженный нефтяной газ	1 : 5		1 : 5		1 : 5		1 : 5		1 : 4			
		Дизельное топливо	1 : 4		1 : 4		1 : 4		1 : 4		1 : 3,5			
		Мазут	1 : 3		1 : 3		1 : 3		1 : 3		1 : 3			
Серводвигатель		Тип	SQM10											
		Время работы	42											
Мощность	Природный газ	кВт	870/3000-5200		1160/4200-7000		1450/6000-8700		1830/7800-11000		2400/8500-12000			
		Мкал/час	748/2580-4472		998/3612-6020		1247/5160-7482		1574/6708-9460		2064/7310-10320			
	Сжиженный нефтяной газ	кВт	1040/3000-5200		1400/4200-7000		1740/6000-5700		2200/7800-11000		3000/8500-12000			
		Мкал/час	894/2580-4472		1204/3612-6020		1496/5160-7482		1892/6708-9460		2580/7310-10320			
	Дизельное топливо	кВт	1300/3000-5200		1750/4200-7000		2170/6000-8700		2750/7800-11000		3400/8500-12000			
		Мкал/час	1118/2580-4472		1505/3612-6020		1866/5160-7482		2365/6708-9460		2924/7310-10320			
	Мазут	кВт	1700/3000-5200		2330/4200-7000		2900/6000-8700		3660/7800-11000		4000/8500-12000			
		Мкал/час	1462/2580-4472		2004/3612-6020		2494/5160-7482		3148/6708-9460		3440/7310-10320			
Рабочая температура			°C мин/макс		-15/60									
Характеристики топлива	диз. топливо	Нижняя теплотворная способность	кВт·час/кг		11,8									
			ккал/кг		10200									
		Вязкость при 20°C	мм²/с (сСт)		4-6									
		Расход	кг/час		111/253-438		148/354-590		183/506-734		232/658-927		287/717-1012	
		макс. температура	°C		50									
		мазут	Нижняя теплотворная способность	кВт·час/кг		11,1-11,3								
	ккал/кг			9545-9720										
	Вязкость при 20°C		мм²/с (сСт)		500									
	Расход		кг/час		152/268-464		208/375-625		259/536-777		326/696-982		357/759-1071	
	макс. температура		°C		140									
	Природный газ		Давление распыления	бар		25-28								
		кВт·час/Н м³		10										
		Нижняя теплотворная способность	кВт·час/Н м³		0,71									
			Плотность	кг/Н м³		25,8								
		Расход	Н м³/час		87/300-520		116/420-700		145/600-870		183/780-1100		240/850-1200	
		Сжиженный нефтяной газ	Нижняя теплотворная способность	кВт·час/Н м³		2,02								
	Плотность			кг/Н м³		40/116-202								
	Расход		Н м³/час		54/163-271		67/233-337		85/302-426		116/329-465			
Электрические характеристики	Вентилятор		Тип Радиальный с S-образными лопатками											
	Температура воздуха		°C макс 150											
	Электропитание		Фазы/герц/Вольт 1/ 60-60 / 230 – (1/ 50-60 / 110 – на заказ)											
	Блок управления		Тип LFL 1.333 – LFL 1.335 (Прерывистая работа) – LGK 16 (непрерывная работа)											
	Дополнительная электрическая мощность		ВА 630											
	Общий ток		А 2,7 – 5,7											
	Уровень защиты		IP 54											
	Трансформатор розжига		V1 – V2 230 В – 1x8 кВ I1 – I2 1,4 А – 30 мА											
Выбросы	Работа		Прерывистая (по крайней мере 1 остановка каждые 24 часа) - Постоянная (по крайней мере 1 остановка каждые 72 часа)											
	Звуковое давление		дБ А -											
	Звуковая мощность		Вт -											
	Дизельное топливо	Выброс CO	мг/кВт·час < 110											
		Степень индикатора дыма	№ по Бах. < 1											
		Выброс NOx	мг/кВт·час < 250											
	Мазут	Выброс CO	мг/кВт·час Зависит от количества топлива											
		Степень индикатора дыма	№ по Бах. Зависит от количества топлива											
		Выброс NOx	мг/кВт·час Зависит от количества топлива											
	Природный газ	Выброс CO	мг/кВт·час < 100											
Выброс NOx		мг/кВт·час < 170												

Базовые условия:

Температура: 20°C – Давление: 1013,5 мбар – Высота над уровнем моря: 100 метров – Шум измерялся на расстоянии 1 метр.

Рабочий диапазон блочных горелок представлен в виде гистограммы, где показаны их минимальная и максимальная мощности.

На рис. 100 показаны рабочие диапазоны горелок моделей П, (для газа и для жидкого топлива (мазут)). На этих схемах показаны рабочие диапазоны для двух стандартных значений температуры: 50°C - когда воздух не подогревается, и 150°C - он предварительно подогревается.

На рис 100 мы видим, что горелка П 11 может развить полную тепловую мощность, равную 6640 кВт, только при температуре воздуха 50°C. Это значит, что мы вынуждены обратиться к горелке П 12, т.к., по исходным

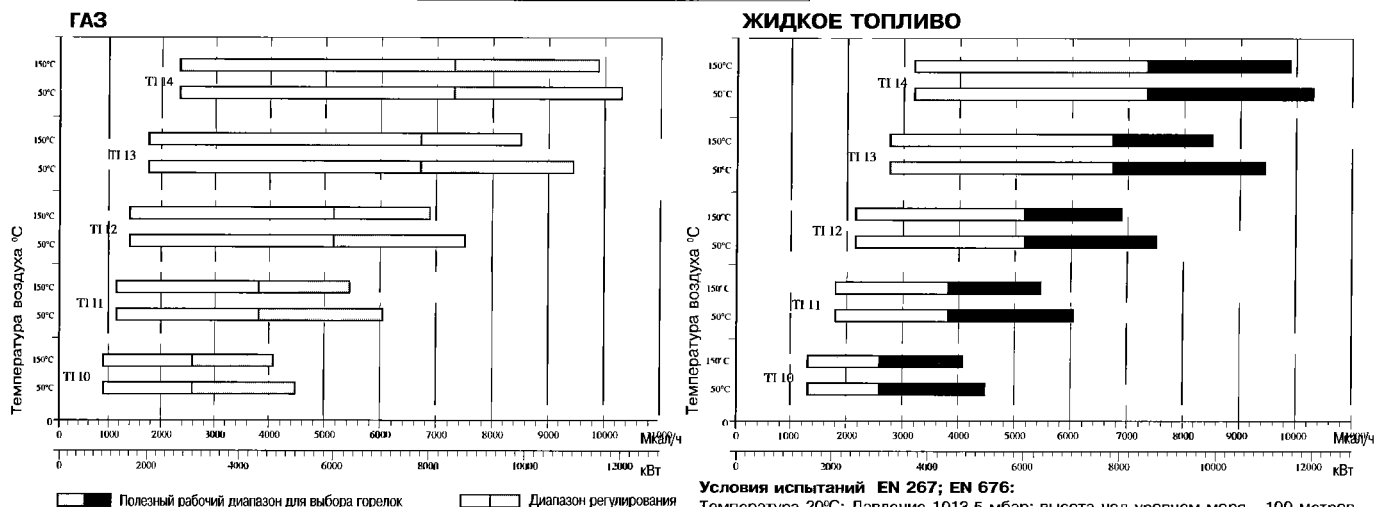
условиям, воздух для горения должен подогреваться до 150°C.

3.3.2 Выбор вентилятора

Для выбора вентилятора необходимо знать расход воздуха и минимальный напор, который должен создать вентилятор для преодоления аэродинамического сопротивления системы подачи воздуха и газозоудного тракта котла.

Итак, рассчитаем, каким должен быть расход участвующего в горении воздуха.

Рисунок 100 Рабочий диапазон для головки горелки серии TI



Расчёт расхода воздуха

Расход воздуха пропорционален расходу топлива. Поэтому:

$$G_{\text{воздуха}}^{\text{газ}} = \frac{Q_{\text{полное}}}{PCI_{\text{газ}}} \cdot g_{\text{теор.возд}}^{\text{газ}} \cdot e^{\text{газ}} = \frac{6460}{10,0} \cdot 9,56 \cdot 1,20 = 7410 \text{ м.куб./час}$$

$$G_{\text{воздуха}}^{\text{жидк.топл.}} = \frac{Q_{\text{полное}}}{PCI_{\text{жидк.топл.}}} \cdot g_{\text{теор.возд.}}^{\text{жидк.топл.}} \cdot e^{\text{жидк.топл.}} = \frac{6460}{10,67} \cdot 10,37 \cdot 1,25 = 7848 \text{ м.куб./час}$$

Вентилятор должен обеспечивать устойчивую работу горелки на обоих видах топлива. В нашем случае из двух значений расхода за основу берём больший, а именно $G_{\text{воздуха}} = 7848 \text{ м}^3/\text{час}$.

При работе котла на высоте 1000 метров над уровнем моря при температуре 40°C для подачи необходимого количества кислорода требуется увеличить расход воздуха на корректирующий коэффициент F (таблица 22).

$$G_{\text{воздуха}}^{\text{корркт. (H,T)}} = \frac{G_{\text{возд.}}}{F} = \frac{7848}{0,841} = 9331 \text{ м}^3/\text{час}$$

Если производитель предоставил характеристические кривые вентилятора, которые уже скорректированы для реальной температуры воздуха, то необходимо скорректировать расход воздуха учитывая только высоту над уровнем моря.

$$G_{\text{воздуха}}^{\text{корркт. (H)}} = \frac{G_{\text{возд.}}}{F} = \frac{7848}{0,898} = 8739 \text{ м}^3/\text{час}$$

Расчёт напора вентилятора

Напор вентилятора представляет собой сумму напора на выходе из головки горелки и потерь давления на отдельных участках системы воздухоподачи и головки горелки.

Обозначим полезный напор вентилятора $H_{\text{вент}}$ и проверим, выполняется ли следующее условие:

$$H_{\text{вент}} \geq H_1 + H_2 + H_3 + H_4$$

где:

- H_1 - аэродинамическое сопротивление в камере сгорания котла;
- H_2 - потери давления в головке горелки;
- H_3 - потери давления в воздухопроводах;
- H_4 - потери давления в воздухоподогревателе.

Все потери давления берутся для реальной температуры воздуха и высоты над уровнем моря.

Камера сгорания

Аэродинамическое сопротивление в камере сгорания является проектным значением и равно $H_1 = 1500 \text{ Па}$.

Головка горелки

Потери давления в головке горелки мы можем получить из графиков, предоставляемых производителем горелок, как зависимость от расхода воздуха или тепловой мощности.

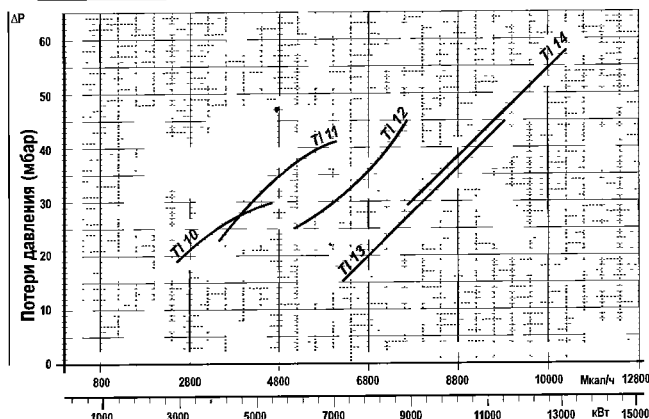
Если головка горелки регулируемая, то мы должны опираться на ту характеристическую кривую, которая получена в лаборатории (для такого же положения головки, при котором она будет реально работать).

В нашем случае потери давления на головке горелки равны $H_2 = 27 \text{ мбар} = 2700 \text{ Па}$.

Это значение соответствует стандартной температуре 20°C. Поэтому полученное значение надо скорректировать на коэффициент $K_c^{(1)}$ (см. таблица 30), соответствующий температуре 150°C.

(1) Корректирующий коэффициент K_c - это значение, обратное к коэффициенту F (таблица 22)

Рисунок 101 Потери давления на головке горелки серии П1 - сторона воздуха



Скорректированное значение потери давления будет равно:

$$H_2 = 27 \cdot 1,44 = 38,8 \text{ мбар} = 3898 \text{ Па}$$

Воздух, поступающий в головку горелки, берётся с высоты над уровнем моря большей, чем стандартная. Поэтому потери давления надо скорректировать ещё раз разделив H_2 на коэффициент F (таблица 22), соответствующий высоте над уровнем моря 1000 метров.

Следовательно, реальные потери давления на головке горелки будут равны

$$H_2 = 38,98 \cdot 1,114 = 43,43 \text{ мбар} = 4343 \text{ Па}$$

Воздуховоды

Сечение воздуховодов должно удовлетворять следующим требованиям:

- ограничивать напор на вентиляторе;
- ограничивать внутреннюю скорость воздуха;
- соответствовать реальным габаритам системы.

Поскольку в нашем случае нет никаких ограничений по размерам, установим максимальную скорость 20 м/с и по окончании расчётов проверим, не превышает ли потеря давления в воздуховоде 500 Па. Из приведённого ниже графика (рис. 100), для скорости 20 м/с и расхода 2586 л/с (9331 м³/час), диаметр сечения воздуховода должен равняться 450 мм.

Если снова обратиться к графику, то увидим, что относительные потери давления $e = 9 \text{ Па/м}$.

В воздуховоде предусмотрены два плавных поворота на 90°, безразмерный коэффициент потерь которых равен $\xi = 1$. Теперь мы можем подсчитать потери давления в местных сопротивлениях по уже известной формуле:

$$\Delta P_w = \xi \rho \frac{v^2}{2} = 1 \cdot 1,1 \cdot 20^2 / 2 = 220 \text{ Па}$$

Предположим, что длина воздуховода составит 20 метров. Потери давления H_3 будут равны:

$$H_3 = e \cdot L + 2 \cdot \Delta P_w = 9 \cdot 20 + 2 \cdot 220 = 620 \text{ Па}$$

Однако воздух попадает в воздуховод при температуре и высоте над уровнем моря, которые отличаются от стандартных значений. Из-за этого изменяются плотность воздуха и потери давления. Поэтому полученное выше значение H_3 необходимо скорректировать на коэффициент $K_c = 1,19$, который соответствует характеристикам воздуха⁽¹⁾ (40°C, 1000 метров над уровнем моря).

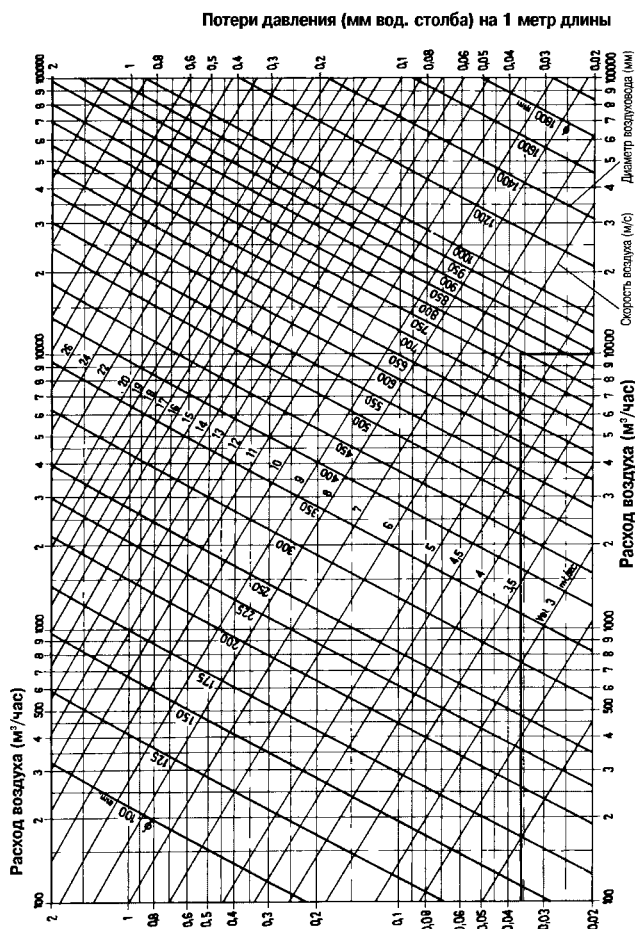
$$H_3 = K_c \cdot H_3 = 1,19 \cdot 620 = 737,8 \text{ Па}$$

Высота над уровнем моря м	Коэффициент K_c ВОЗДУХ, °C												
	0	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	140	150
0	0,920	0,987	1,021	1,055	1,088	1,122	1,156	1,189	1,223	1,257	1,324	1,391	1,425
100	0,932	1,000	1,034	1,068	1,102	1,136	1,171	1,205	1,239	1,273	1,341	1,409	1,443
500	0,976	1,047	1,083	1,119	1,154	1,190	1,226	1,261	1,297	1,333	1,404	1,476	1,511
750	1,006	1,079	1,116	1,153	1,190	1,227	1,263	1,300	1,337	1,374	1,448	1,521	1,558
1000	1,038	1,114	1,152	1,190	1,228	1,266	1,304	1,342	1,379	1,417	1,493	1,569	1,607
1250	1,067	1,145	1,184	1,223	1,262	1,301	1,340	1,379	1,418	1,457	1,535	1,613	1,653
1500	1,101	1,182	1,222	1,263	1,303	1,343	1,384	1,424	1,464	1,505	1,585	1,666	1,706
1750	1,136	1,220	1,261	1,303	1,344	1,386	1,428	1,469	1,511	1,552	1,636	1,719	1,760
2000	1,174	1,259	1,302	1,345	1,388	1,431	1,474	1,517	1,560	1,603	1,689	1,775	1,818
2250	1,206	1,294	1,339	1,383	1,427	1,471	1,515	1,559	1,604	1,648	1,736	1,824	1,869
2500	1,251	1,342	1,388	1,434	1,480	1,525	1,571	1,617	1,663	1,709	1,800	1,892	1,938
2750	1,284	1,378	1,425	1,472	1,519	1,566	1,613	1,660	1,707	1,755	1,849	1,943	1,990
3000	1,321	1,417	1,466	1,514	1,562	1,611	1,659	1,708	1,756	1,804	1,901	1,998	2,046

Таблица 30 Корректирующий коэффициент K_c для расчета напора и производительности вентилятора горелки (в зависимости от температуры и высоты над уровнем моря)

(1) Увеличение температуры в теплообменнике является изохорным процессом (объём - константа), поэтому плотность остаётся постоянной, и удельные потери давления также не изменяются

Рисунок 102 Потери давления в воздуховодах с круглым сечением



Воздухоподогреватель

Для подбора воздухоподогревателя необходимо знать три параметра:

- расход воздуха через воздухоподогреватель;
- расход дымовых газов через воздухоподогреватель;
- разность температур на входе и выходе воздуха из подогревателя.

Давление в воздухоподогревателе может меняться по двум причинам:

- изохорное преобразование (при постоянном объеме), когда происходит теплообмен между дымовыми газами и воздухом;

- механическое сопротивление трубного пучка.

Производители воздухоподогревателей дают характеристическую кривую для каждого теплообменника при высоте над уровнем моря и температуре воздуха на входе и выходе.

Значение это необходимо скорректировать, если температура воздуха на входе и выходе будет отлична от расчётной и если воздухоподогреватель будет смонтирован на другой высоте над уровнем моря.

На установленном в данной системе воздухоподогревателе происходят потери давления, соответствующее расходу 9331 м³/час, при этом температура увеличивается на 110°C (с 40°C до 150°C). Допустим, что стандартный воздухоподогреватель при таких условиях имеет потери давления $H_4 = 500$ Па.

Поскольку воздухоподогреватель установлен на высоте 1000 метров над уровнем моря, эти потери давления необходимо скорректировать на коэффициент K_c , в результате чего получим:

$$H_4 = 500 \cdot 1,114 = 557 \text{ Па}$$

Реальный напор вентилятора

Итак, полезный напор, который должен обеспечивать вентилятор, равен:

$$H_{\text{ВЕНТ}} = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 = 1500 + 4343 + 737,8 + 557 = 7137,8 \text{ Па} = 71,38 \text{ мбар}$$

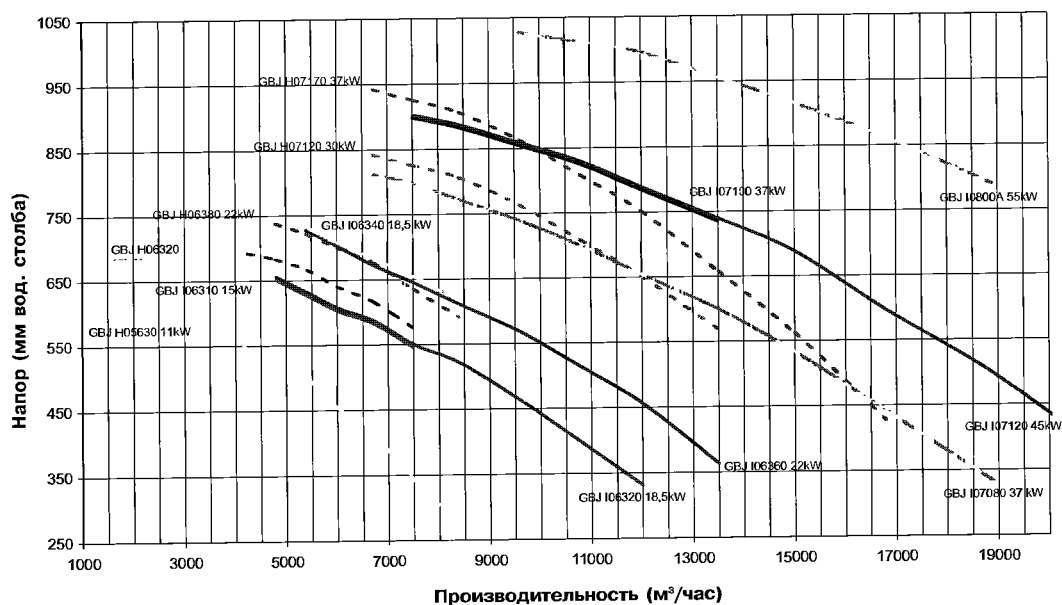
Из таблиц, предоставляемых производителем (например см. таблицу 31), выберем модель вентилятора.

В данном случае производитель предоставил характеристическую кривую при условии работы на воздухе с температурой 40°C, поэтому для реального напора и для скорректированной производительности по воздуху $G_{\text{СКОРРЕКТИРОВАННОЕ}}(H) 8739$ м³/час, мы получим модель вентилятора: GBJH07120. Для него необходимо выбрать направление нагнетательного патрубка по отношению к всасывающему патрубку.

Модель вентилятора	Расход (м³/час)																		
	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000	13000	14000	15000	16000	17000	18000	19000	20000	
Статическое давление воздуха (мм вод. столба)																			
GBJH05630	600	550	500	450	400	300													
GBJH06310	650	625	600	550	525	500													
GBJH06320	710	700	675	650	600	550													
GBJH06380			760	710	680	640													
GBJH06340			700	675	650	630													
GBJH06320			650	600	575	535	490	450	390	330									
GBJH06360			740	700	660	625	590	550	500	450	400								
GBJH07120					840	810	790	750	700	650	600								
GBJH07100					830	875	850	825	800	770	740								
GBJH07170					940	910	880	850	800	750	700	625	560	490	410				
GBJH07080					810	780	755	725	695	650	610	585	530	490	425	390	330		
GBJH07120						895	875	850	820	790	750	720	690	640	585	545	495	440	
GBJH0800A								1025	1005	990	875	845	910	885	855	815	790	750	

Таблица 31 Таблица выбора вентилятора

Рисунок 103 График производительности вентиляторов серии GBJ



Реальную рабочую точку вентилятора необходимо проверить по характеристической кривой.

Как видно из графика на рис. 103, рабочая точка попадает на середину характеристической кривой вентилятора. Это означает, что мы сделали правильный выбор. Далее необходимо проверить, правильно ли выбрана модель вентилятора. При увеличении высоты над уровнем моря и температуры нагнетаемого воздуха производительность вентилятора снижается. Для расчета номинальной мощности эл. двигателя вентилятора необходимо воспользоваться таблицей 32, в которой указаны коэффициенты расчёта номинальной мощности двигателя в зависимости от высоты над уровнем моря и температуры нагнетаемого воздуха. Мощность двигателя всегда должна быть больше, чем мощность, потребляемая вентилятором при реальной производительности. Необходимо помнить, что потребляемая вентилятором мощность уменьшается на тот же коэффициент F, который мы предварительно взяли для повышенной

высоты над уровнем моря и повышенной температуры.

3.3.3 Выбор газовой рампы

Как правило, газовая рампа для горелок такой мощности состоит из двух элементов:

- блок клапанов (предохранительный и регулирующий);
- редуктор давления;

Блок клапанов выбирается в зависимости от потерь давления на головке горелки со стороны газа. Для горелок серии ПI далее приведены характеристические кривые, для природного газа.

Если полная тепловая мощность равна 6410 кВт, сумма потерь давления на дроссельной заслонке и на головке равна $24 + 6 = 30$ мбар (3000 Па).

С помощью графика на рис. 105 мы можем выбрать типоразмер блока клапанов⁽¹⁾ DMV100/1, потери давления на котором равны приблизительно 30 мбар (3000 Па).

Поэтому сумма потерь давления на головке и на блоке клапанов равна:

$$H_{\text{газ}} = (H_{\text{головки}} + H_{\text{заслонки}}) + H_{\text{клапанов}} = \\ = 30 + 30 = 60 \text{ мбар}$$

Давление подачи газа равно 2 бар. Поэтому нам потребуется блок редуктора высокого давления. Он должен обеспечивать давление на выходе, равное 60 мбар. Расход газа через него будет равен:

Температура (°C)	Высота над уровнем моря, м			
	4000	3000	2000	0-1000
0	1,98	1,2	1,3	1,3
10	1	1,1	1,2	1,3
20	0,9	1	1,1	1,2
30	0,8	0,9	1	1,1
40	0,7	0,8	0,9	1
50	0,6	0,7	0,8	0,9
60	0,5	0,6	0,7	0,8

Таблица 32 Коэффициент коррекции мощности, в зависимости от температуры воздуха и высоты над уровнем моря

(1) Блок клапанов включает в себя: два электромагнитных запорных клапана (предохранительный и регулирующий), реле минимального давления газа.

Рисунок 104 Потери давления на головке горелки и дроссельной заслонке для горелок серии TI - сторона газа

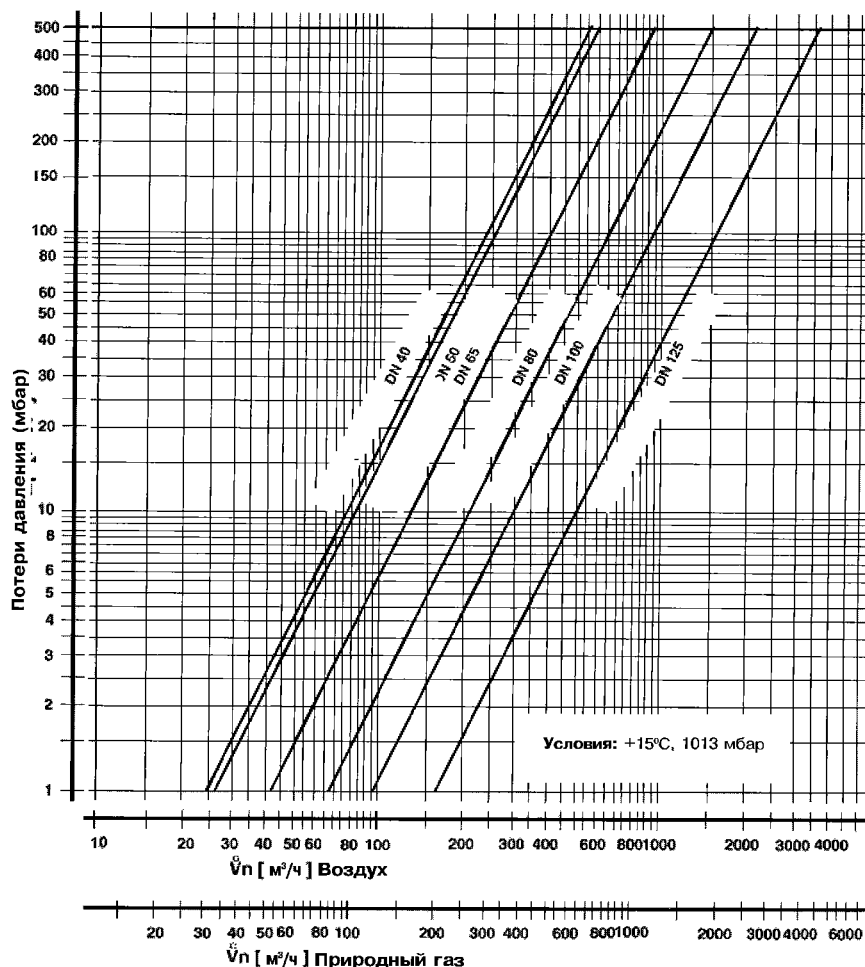
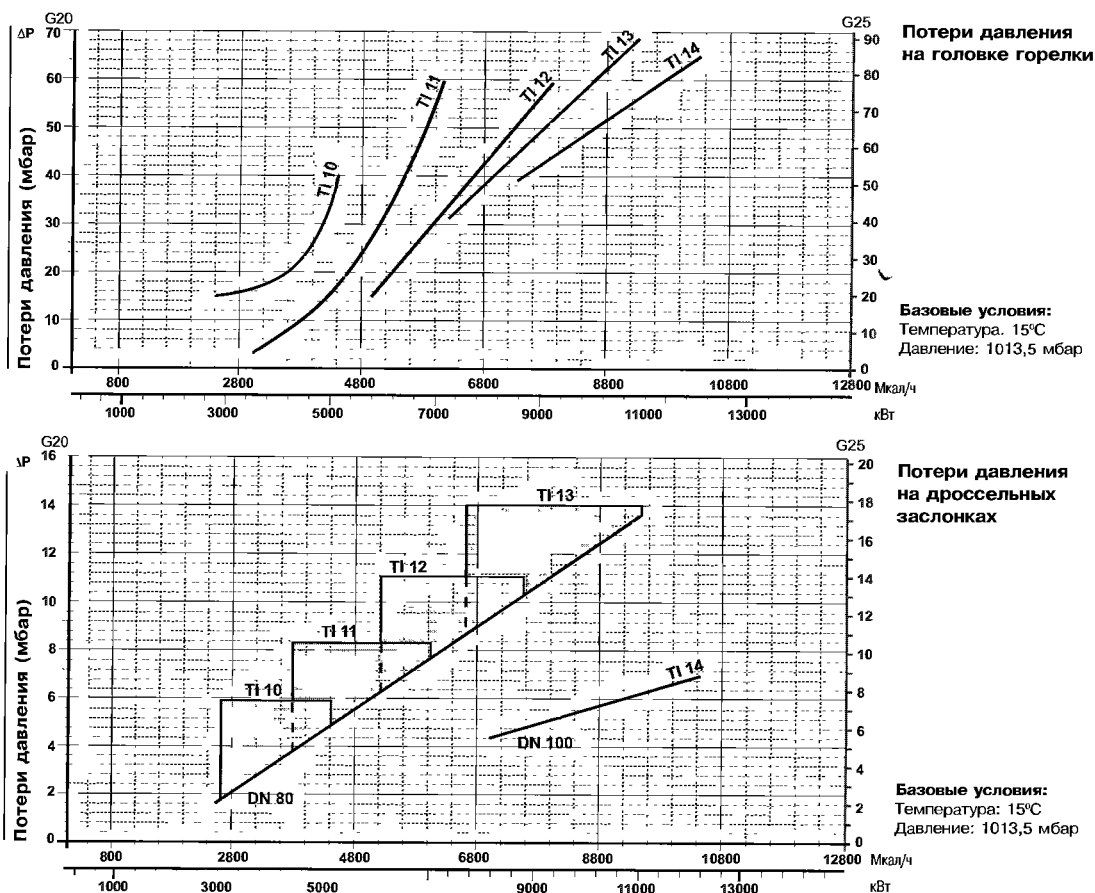


Рисунок 105 Потери давления на блоке клапанов DMV

Таблица 33 Таблица выбора редуктора высокого давления

Группа регулирования высокого давления (Pi > 500 мбар - макс 4 бар)									
Модель	Версия	Давление на выходе мбар.	DN вход	Рег. Клапан	DN выход	Макс. давление [бар]	Давление на входе. [бар]	Макс. расход [Нм³/час]	Макс. расход сжиж. нефт. газ [Нм³/час]
HPRT	80	27-60	1"1/2	D50	1"1/2	4	1,5	74	45
HPRT	160	27-60	1"1/2	D100	2"	4	1,5	148	90
HPRT	250	65-120	2"	D 160/32	65	4	1,5	237	145
HPRT	500	100-200	65	D 250/40	65	4	1,5	445	371
HPRT	750	100-200	80	D 250/50	80	4	1,5	807	493
HPRT	1000	155-230	100	N50	100	4	1,5	1212	739
HPRT	1500	150-220	100	N65	100	4	1,5	1424	869
HPRT	2000	150-220	125	N80	125	4	1,5	2489	1519

$$G_{ГАЗ} = Q_{полное} / HTС_{ГАЗА} = 6410/10 =$$

$$= 641 \text{ Нм}^3/\text{час}$$

Из таблицы 33 на редукторы высокого давления для горелок Riello (>500 мбар - макс 4 бар) мы можем выбрать редуктор ⁽¹⁾ HPRT 750 с пружиной типа ВР, которая обеспечивает давление на выходе из редуктора в диапазоне от 60 до 110 мбар.

3.3.4 Выбор насосного агрегата для мазута

В блочных горелках устройства подогрева и перекачивания мазута устанавливаются отдельно от корпуса горелки.

Для нормальной работы жидкотопливной горелки необходимо правильно подобрать насосный агрегат. Подбор должен осуществляться с учётом типа топливоподдачи, мощности и рабочих характеристик.

Для начала необходимо определить тип системы топливоснабжения. Предположим, что

в нашем случае это будет одиночный насосный агрегат с электрическим подогревом.

Затем мы должны определить давление мазута на головке горелки $P_{\text{головки}}$ и расход мазута $m_{\text{перекачивания}}$.

Первое значение можно получить из таблицы с техническими характеристиками для горелки T112.

$$P_{\text{головки}} = 25 \div 28 \text{ бар}$$

Производительность насосного агрегата должна быть приблизительно в два раза больше, чем номинальный расход мазута, необходимый для процесса горения:

$$m_{\text{перекачивания}} = 2 \cdot m_{\text{горелки}} = \frac{Q_{\text{полное}}}{HTС_{\text{жид.топливо}}} =$$

$$= 2 \cdot \frac{6460}{10,67} = 1210,8 \text{ (кг/ч)}$$

Возьмём плотность мазута $d = 0,97 \text{ кг/л}$ и получим следующее:

$$m_{\text{перекачивания}} / d = 1210,8 / 0,97 =$$

$$= 1248,2 \text{ л/час}$$

Электрический подогрев мазута / насосный агрегат – одинарный насосный агрегат										
Модель	Версия	Тип подогрева	ТЭНы	Фазы/В/Гц	Проходное отверстие	Расход (л/час) при 15 бар	Расход (л/час) при 30 бар	Мощность двигателя [кВт] - 50 Гц	Макс. производительность кг/час	Мощность ТЭНов, кВт
SN	250	EP	1EP14	3/400/50	1/2"	580	540	1,1	265	14
SN	320	EP	1EP20	3/400/50	3/4"	950	700	1,5	350	20
SN	400	EP	2EP14	3/400/50	3/4"	1400	1200	2,2	540	28
SN	500	EP	2EP20	3/400/50	3/4"	1400	1200	2,2	590	40
SN	650	EP	2EP20	3/400/50	3/4"	1900	1700	3	775	40
SN	800	EP	3EP14	3/400/50	3/4"	1900	1700	3	835	42
SN	1000	EP	3EP20	3/400/50	1"	2700	2200	5,5	1085	60
SN	1500	EP	4EP20	3/400/50	1"	5400	3600	7,5	1550	80

Таблица 34 Таблица выбора насосного агрегата

(1) Редуктор включает в себя: ручной запорный вентиль, фильтр, регулятор давления с предохранительным клапаном, антивибрационную вставку и два датчика давления

Форсунки с обратным перепуском топлива для механического распыления				
2-х ступенчатый режим работы – плавное регулирование				
Модель	Область использования	Угол распыления	Максимальный расход (кг/час)	КОД
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	250	3009802
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	275	3009803
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	300	3009804
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	325	3009805
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	350	3009806
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	375	3009807
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	400	3009808
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	425	3009809
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	450	3009810
B5-45-AA	Т110-Т111-Т112-Т113	45	475	3009811
B5-45-AA	Т111-Т112-Т113	45	500	3009812
B5-45-AA	Т111-Т112-Т113	45	525	3009813
B5-45-AA	Т111-Т112-Т113	45	550	3009814
B5-45-AA	Т111-Т112-Т113	45	575	3009815
B5-45-AA	Т111-Т112-Т113	45	600	3009816
B5-45-AA	Т111-Т112-Т113	45	650	3009817
B5-45-AA	Т112-Т113	45	700	3009818
B5-45-AA	Т112-Т113	45	750	3009819
B5-45-AA	Т112-Т113	45	800	3009820
B5-45-AA	Т113	45	850	3009821
B5-45-AA	Т113	45	900	3009822
B5-45-AA	Т113	45	950	3009823

Таблица 35 Таблица выбора форсунок

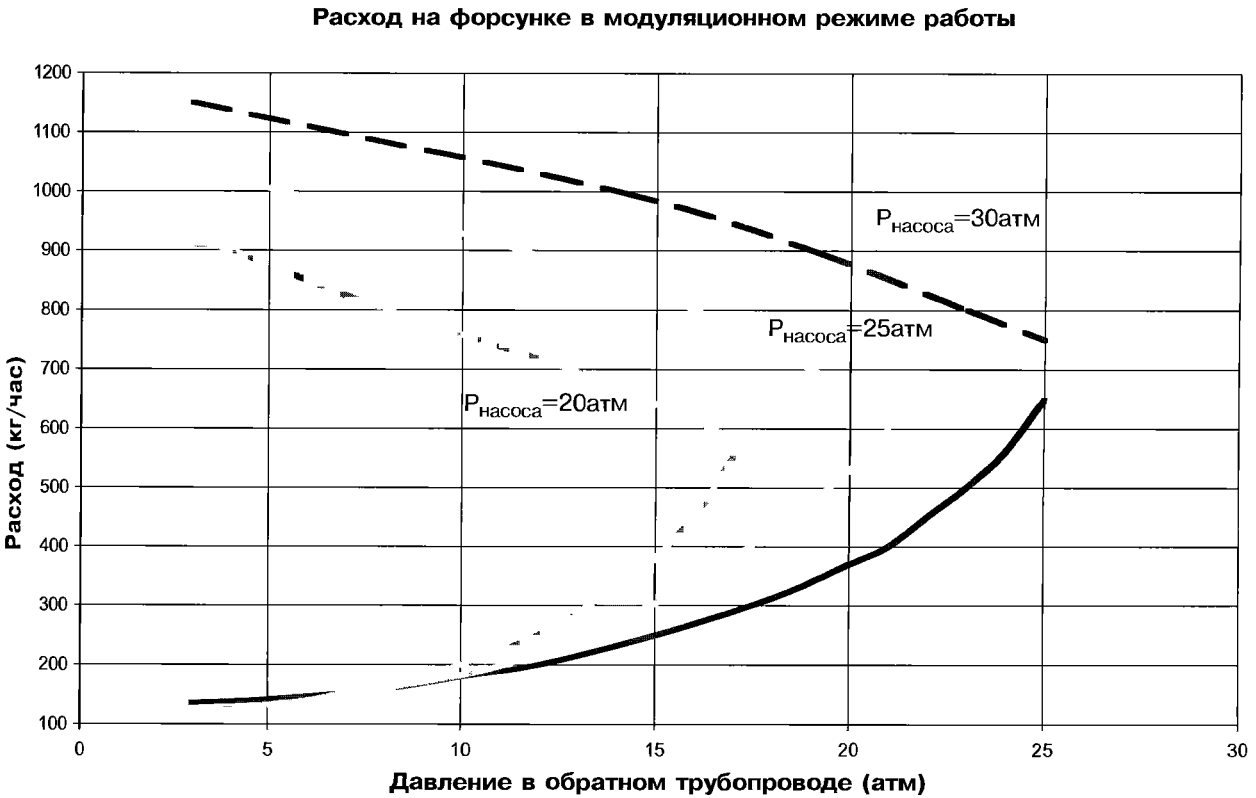


Рисунок 106 Расход мазута через форсунки для горелок с плавным регулированием

Из таблицы 34 мы видим, что при давлении 30 бар и расходе мазута около 1200 л/ч, нас удовлетворяет насосный агрегат SN500.

Выбор форсунок

Форсунки выбирают в зависимости от типа распыления мазута и размеров камеры сгорания. В нашем случае распыление автоматическое, регулирование мощности плавное (модулирующее) и камера сгорания имеет стандартное соотношение длина/диаметр.

Для выполнения этой задачи обратимся к таблице 35. Надо помнить, что номинальный расход мазута через форсунку должен немного превышать теоретический расход мазута на горелку.

$$m_{\text{горелки}} = \frac{Q_{\text{полная}}}{\text{НТС}_{\text{жидк.топливо}}} = 605,4 \text{ кг/час}$$

Итак, необходимая форсунка - это модель ВЗ-45-АА на 650 кг/час, код 3009817.

По графику от производителя форсунок (рис. 106), проверим, будет ли соблюдаться пропорция регулирования расхода 1:5 (в зависимости от минимального и максимального давления мазута в обратном топливопроводе). В нашем случае соотношение равно $650/130 = 5$. Пропорция соблюдается.

3.3.5 Выбор компонентов для контура подачи мазута

Показанный на рис. 107 контур подачи является наиболее предпочтительным для мазута с вязкостью от 7°Е до 65°Е при температуре 50°С.

Данная система подачи топлива состоит из двух кольцевых контуров (первичный и вторичный) и одного транспортировочного. По транспортировочному контуру мазут поступает из ёмкости для хранения в рабочий бак. В первичном контуре мазут циркулирует через рабочий бак. По вторичному контуру мазут подаётся непосредственно на горелку. В каждом контуре работает свой собственный насосный агрегат. Насосные агрегаты для первичного и транспортировочного контура выбираются проектировщиком в зависимости от индивидуальных особенностей и общей мощности системы топливоснабжения, а насосный агрегат для вторичного контура поставляется вместе с горелкой.

Если мы возьмём первичный и транспортировочный контуры, то предел вязкости при перекачивании обычно составляет примерно 70°Е при температуре 50°С. Поэтому температура мазута 50 - 60 °С для этих контуров будет достаточной, чтобы предотвращать закупоривание топливопроводов и осуществлять перекачивание.

На форсунке горелки, у мазута должна быть температура, достаточная для правильного

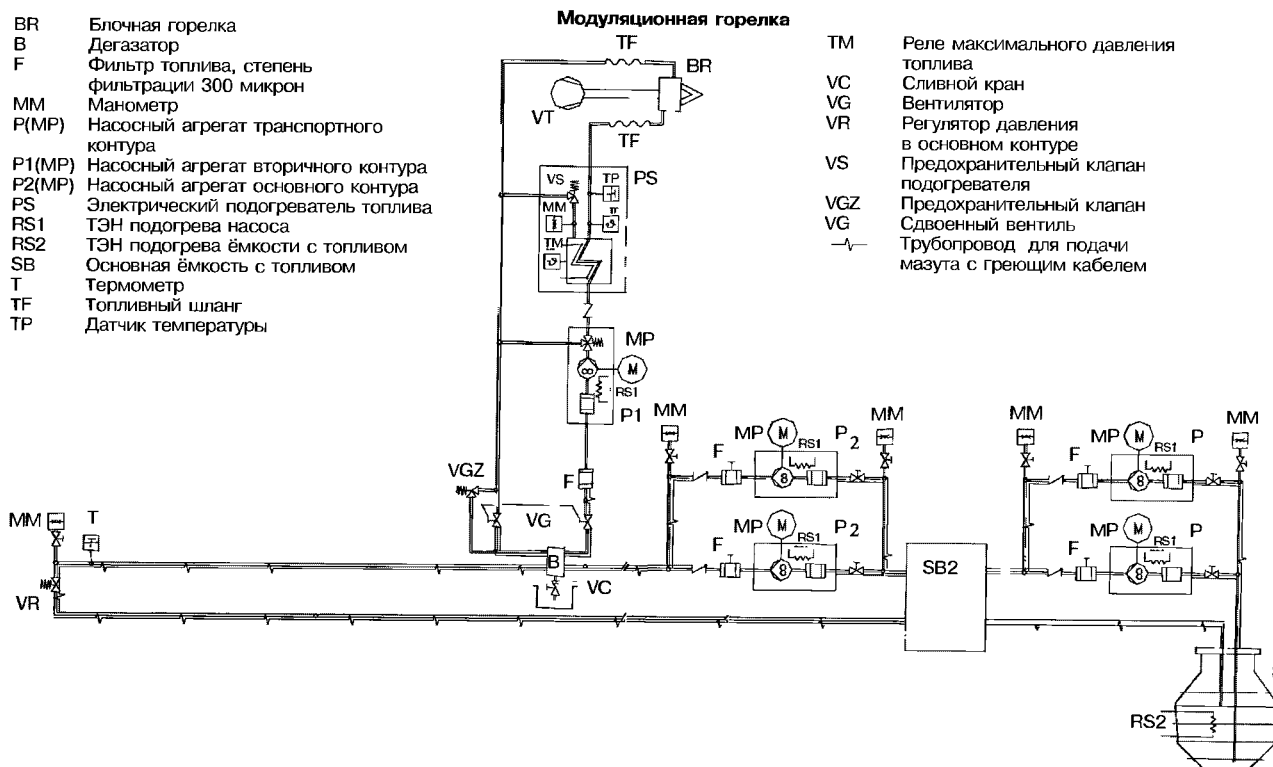


Рисунок 107 Схема контура для подачи мазута

распыления и последующего сжигания в камере сгорания. Для правильного распыления вязкость мазута должна находиться в пределах от 2°Е до 5°Е при 50°С. Для этого мазут необходимо подогревать до температуры 130°С.

Мазутные горелки оборудованы электрическими подогревателями с плавным регулированием мощности, которыми управляют ряд предохранительных и регулировочных термостатов. Термостаты отслеживают температуру, необходимую для распыления топлива.

Применяя вязкий мазут, следует прибегать к специальным ТЭНам - для насоса вторичного контура подачи.

На подбор компонентов контура подачи топлива влияют следующие факторы:

Фактическая длина всасывающего топливопровода - $(L_{\text{вс.фак}}) = 15 \text{ м}$;

Эквивалентная длина всасывающего топливопровода - $(L_{\text{вс.экв}}) = 10 \text{ м}$;

Фактическая длина подающего топливопровода - $(L_{\text{под.фак}}) = 30 \text{ м}$;

Эквивалентная длина подающего топливопровода - $(L_{\text{под.экв}}) = 20 \text{ м}$;

Разница по высоте между насосом и ёмкостью - $(\Delta h) = 1 \text{ м}$;

Проектная температура - $(t) = 60^\circ\text{С}$;

Плотность мазута при базовой температуре (15°С) = 990 кг/м³;

Вязкость γ при 50°С = 50°Е (приблизительно $400 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$);

Вязкость γ при 60°С = 40°Е (приблизительно $200 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$);

Производительность насосного агрегата для перекачивания мазута 1200 кг/час = 20,7 л/мин.

3.3.5.1 Транспортный насос для перекачивания мазута из ёмкости для хранения в рабочий бак

Насосный агрегат транспортировочного контура должен состоять из пары шестерёнчатых насосов, имеющих собственные фильтры и возможность переключения в режим бай-пас.

Каждый из насосов должен иметь производительность в 1,2 - 1,5 раз большую, чем максимальный пиковый расход системы топливоснабжения. В нашем случае:

$$m_{\text{насос1}} = (1,2 \rightarrow 1,5) \cdot m_{\text{перекачивания}} = \\ = (1,2 \rightarrow 1,5) \cdot 1200 = 2400 \text{ кг/час}$$

Насосы должны быть оборудованы самоочищающимися пластинчатыми фильтрами

с размером ячейки от 400 до 600 мкм и должны подогреваться до температуры 50 - 60°С.

Для обеспечения стабильной работы, насосный агрегат необходимо устанавливать как можно ближе к ёмкости для хранения мазута.

3.3.5.2 Рабочий бак

Рабочий бак, который выполняет функции газоотделителя, является гидравлическим разъединителем между транспортировочным и первичным контуром. Рабочий бак должен удовлетворять следующим требованиям:

- Подача мазута должна производиться в нижнюю часть бака.
- В баке должны быть два совместно работающих подогревателя (электрический и паро/водяной) с возможностью аварийного отключения, установленные друг над другом выше точки поступления мазута.
- Отбор мазута должен производиться из точки, расположенной выше подогревателей.
- Ёмкость рабочего бака должна превышать в 2-3 раза максимальный часовой расход топлива через горелку.

В нашем случае, объём рабочего бака равен:

$$V = (2 \rightarrow 3) \cdot m_{\text{перекачивания}} = (2 \rightarrow 3) \cdot \\ \cdot 20,74 \text{ л/мин} \cdot 60 \text{ мин} = 2488 \rightarrow 3733 \text{ л}$$

К полученному объёму следует добавить 10% для выделяющихся из топлива газов.

Кроме того, на рабочем баке должны быть установлены следующие устройства:

- штуцер в нижней части бака для слива воды и осадка;
- устройство контроля уровня с аварийными сигнализаторами минимального и максимального уровня и системой самоконтроля;
- трубка соединения с атмосферой;
- устройства контроля "переполнения", соединённое трубопроводом с ёмкостью для хранения мазута.

3.3.5.3 Насосный агрегат первичного контура

Насосный агрегат первичного контура должен состоять из пары шестерёнчатых насосов, имеющих собственные фильтры и возможность соединения через бай-пас.

Оба насоса для первичного контура выбираются в зависимости от расхода топлива и его вязкости при температуре перекачки. Насосы

первичного контура должны иметь минимальную производительность, которая не менее чем в 3 - 5 раз должна превышать величину максимального расхода топлива через все горелки.

$$m_{\text{насоса}} = (3 \rightarrow 5) \cdot m_{\text{перекачивания}} = \\ = (3 \rightarrow 5) \cdot 1200 = 3600 \rightarrow 3733 \text{ кг/час}$$

Эти насосы должны быть оборудованы самоочищающимися пластинчатыми фильтрами с размером ячейки от 200 до 300 мкм и должны подогреваться до температуры 50 - 60°C. Насосный агрегат должен быть расположен как можно ближе к рабочему баку.

Скорее всего к нашей ситуации подойдёт насос со следующими характеристиками:

$$Q = 4000 \text{ кг/час (1,11 кг/с);}$$

$$\Delta P_{\text{насоса}} = 30 \text{ м (300000 Па).}$$

Потребуется установить самоочищающийся пластинчатый фильтр с ячейками 250 мкм, который при расходе около 4000 кг/час оказывает гидравлическое сопротивление равное 3000 Па.

На первичном контуре следует установить регулирующий клапан давления с диапазоном регулировки от 1 до 4 бар, номинальный расход через который должен быть больше, чем расход на участке топливопровода, идущего от насоса.

3.3.5.4 Выбор диаметра топливопровода первичного контура

В качестве материала для топливопроводов рекомендуется использовать стальные бесшовные трубы. Обогрев топливопровода - обеспечивать либо электрическим кабелем удельной мощностью от 20 до 40 Вт/м, либо горячей водой или паром. Для удобства монтажа и технического обслуживания в качестве трубопровода можно использовать медную трубку (диаметр 12х1-20х1), внутри которой может идти обогревающий кабель. Топливопровод должен быть надежно изолирован.

Диаметр топливопровода рассчитывается на основе следующих данных:

Минимальная скорость во всасывающем топливопроводе (вверх от насоса) - 0,15 м/с;

Максимальная скорость в подающем топливопроводе (вниз от насоса) - 0,6 м/с.

Плотность мазута при температуре 60°C равна:

$$\rho = \frac{\rho_{15}}{1 + \beta \cdot (t-15)} = \frac{990}{1 + 0,00063 \cdot (60-15)} \\ = 963 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

Всасывающий топливопровод подбирается так, чтобы потери давления в нём не превышали следующего значения:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{\text{амп}} - \Delta h_{\text{асп}} - \Delta P_{\text{acc}} \text{ (Па)}$$

где:

$\Delta P_{\text{амп}}$ - абсолютное давление, допустимое на всасывании (высота столба жидкости под всасывающим патрубком насоса), которое указывается производителем насоса. Если оно не указано, это давление берётся не меньше, чем 50660 Па (0,5 бар);

$\Delta h_{\text{асп}}$ - высота всасывания;

ΔP_{acc} - потери давления, вызванные присутствием элементов арматуры, не учтённых при расчёте эквивалентной длины всасывающего топливопровода (фильтры и так далее).

Высота всасывания равна:

$$\Delta h_{\text{асп}} = \Delta h \cdot \rho \cdot 9,81 \text{ (Па)}$$

где:

Δh - разница по высоте между контрольной точкой уровня топлива в ёмкости и центром нагнетательного насоса (м);

ρ - плотность мазута (кг/м³).

Значение Δh будет положительным если ёмкость находится ниже, чем горелка, и отрицательным, если ёмкость находится выше, чем горелка.

В нашем случае мы получаем следующие значения:

$$\Delta h_{\text{асп}} = \Delta h \cdot \rho \cdot 9,81 = 1 \cdot 963 \cdot 9,81 = \\ = 9447 \text{ (Па)}$$

Максимальные допустимые потери давления на всасывающем топливопроводе будут равны:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{\text{амп}} - \Delta h_{\text{асп}} - \Delta P_{\text{acc}} = \\ = 50660 - 9447 - 3000 = 38213 \text{ (Па)}$$

Минимальный внутренний диаметр всасывающего топливопровода получаем по следующей формуле:

$$d_{\text{вс}} = \sqrt[4]{42 \cdot \frac{\gamma \cdot L_{\text{вс}} \cdot m}{\Delta P_{\text{вс}}}} = \\ \sqrt[4]{42 \cdot \frac{200 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 1,11}{38213}} = 0,0497 \text{ м}$$

Предположим, что мы взяли стальной трубопровод DN 80 с внутренним диаметром 80 мм, тогда скорость перекачивания будет равна:

$$V_{\text{вс}} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{d_{\text{вс}}^2}{4}} = \frac{1,11}{0,005} = 0,23 \text{ м/с}$$

Это значение скорости больше, чем минимально допустимое значение 0,15 м/с.

Если скорость перекачивания при расчётах оказалась бы меньше, чем минимально допустимый предел в 0,15 м/с, то действовать следовало бы следующим образом.

Необходимо определить диаметр, который обеспечит минимальную скорость, по формуле:

$$d_{\text{вс}}^{\text{мин}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вс}}^{\text{мин}}}}$$

Из стандартного типоряда необходимо выбрать диаметр трубопровода с округлением в меньшую сторону.

Максимальная общая длина (реальная + эквивалентная) всасывающего топливопровода, соединяющего рабочий бак и насос, должна быть такой, чтобы на ней не были превышены максимальные потери давления, предусмотренные проектом.

$$L_{\text{вс. max}} = \frac{d_{\text{вс}}^4 \cdot \Delta P_{\text{вс}}}{42 \cdot \gamma \cdot m}$$

$$L_{\text{вс. max}} = \frac{0,08^4 \cdot 38213}{42 \cdot 200 \cdot 10^{-6} \cdot 1,11} = 167,8 \text{ м}$$

В подающем топливопроводе скорость мазута может достигать 0,6 м/с.

$$d_{\text{подача}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{подача}}^{\text{мин}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,11}{\pi \cdot 0,6}} = 0,049 \text{ м}$$

Из стандартного типоряда мы выбираем стальную трубу DN 50, внутренний диаметр которой равен 0,0512 метра.

Потери давления, распределённые вдоль подающего топливопровода, равны:

$$\Delta P_{\text{подача}} = \frac{42 \cdot \gamma \cdot L_{\text{подача}} \cdot m}{d_{\text{подача}}^4} = \frac{42 \cdot 200 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot 1,11}{0,0512^4} = 67841 \text{ Па} \text{ (~7 м приблизительно)}$$

Сумма этого значения и потерь давления на аксессуарах ($P_{\text{acc}} = 6000 \text{ Па}$) (фильтры, вентили и т.д.), которые не были учтены при расчёте эквивалентной длины, не должна превышать напор системы перекачивания топлива.

Таблица 36 а лица выбора пульта управления
ля лочной комбинированной горелки Т1

Модель	Мощность горелки [кВт]	Потребляемая мощность вентилятора [кВт]	Потребляемая мощность ТЭНов [кВт]	Потребляемая мощность насоса [кВт]	Тип нагрева
QA10PNM-1A	Т110 max 3900	11	20	1,5	EP
QA10PNM-1B	Т110 max 3900	11	15	1,5	EV
QA10PNM-2A	Т110max 4600	11	28	2,2	EP
QA10PNM-2B	Т110 max 5000	11	15	2,2	EV
QA11PNM-1A	Т111 max 5400	15	28	2,2	EP
QA11PNM-1B	Т111 max 5400	15	15	2,2	EV
QA11PNM-2A	Т111 max 6200	15	40	2,2	EP
QA11PNM-2B	Т111 max 6200	15	20	2,2	EV
QA11PNM-3A	Т111 max 7000	22	40	3	EP
QA11PNM-3B	Т111 max 7000	22	25	3	EV
QA12PNM-1A	Т112 max 7700	22	20	3	EP
QA12PNM-1B	Т112 max 7700	22	25	3	EV
QA12PNM-2A	Т112 max 6500	30	42	3	EP
QA12PNM-2B	Т112 max 8500	30	30	3	EV
QA13PNM-1A	Т113 max 9300	30	42	3	EP
QA13PNM-1B	Т113 max 9300	30	30	3	EV
QA13PNM-2A	Т113max 10600	37	60	5,5	EP
QA13PNM-2B	Т113max 10600	37	40	5,5	EV
QA14PNM-1A	Т114 max 11600	55	60	5,5	EP
QA14PNM-1B	Т114 max 11600	55	40	5,5	EV
QA14PNM-2A	Т114 max 12400	55	80	7,5	EP
QA14PNM-2B	Т114 max 12400	55	50	7,5	EV

$$\Delta P_{\text{tot}} = \Delta P_{\text{подача}} + \Delta P_{\text{acc}} + g \cdot \rho \cdot \Delta H_{\text{топливопроводов}}$$

$$\Delta P_{\text{tot}} = 67841 + 6000 + 9,81 \cdot 963 \cdot 1 = 83288 \text{ Па}$$

Значение ΔP_{tot} , рассчитанное таким образом, плюс остаточный напор $\Delta P_{\text{контура}}$, который должен поддерживаться в контуре, должно быть меньше, чем напор насоса:

$$\Delta P_{\text{насоса}} \geq \Delta P_{\text{контура}} + \Delta P_{\text{tot}} \text{ (Па)}$$

$$300000 \geq 100000 + 83288$$

Неравенство выполняется. Это означает, что диаметры топливопроводов подобраны правильно.

3.3.6 Выбор пульта управления

Тип электрического питания и системы управления для блочных горелок зависит от эл. мощности компонентов, которые составляют систему топливоснабжения и от типа регулирования тепловой мощности.

У производителей есть таблицы для выбора типа электрического питания и пульта управления в зависимости от типа горелки, её максимальной мощности и типа регулирования.

В нашем случае в таблице 36 по максимальной требуемой мощности горелки Т1 12 (7800 кВт) подходит пульт управления типа QA12 PNM. Но окончательное решение о модели пульта управления принимается проектировщиком системы электроснабжения котельной.

ИЗМЕРЕНИЕ КПД ГОРЕНИЯ

4.1 ПРИБОРЫ

Для правильного измерения КПД горения требуются следующие приборы:

1. Прибор для измерения двуокси углерода CO_2 или прибор для измерения O_2 ;
2. Прибор для измерения монооксида углерода CO (только для газового топлива);
3. Прибор для измерения сажевого числа по шкале Бахараха (только для жидкого топлива);
4. Термометр для измерения температуры участвующего в горении воздуха;
5. Термометр для измерения температуры продуктов горения;
6. Термометр для измерения температуры воды в котле;
7. Хронометр.

Инструменты, перечисленные в пунктах 1-5, можно заменить многофункциональным устройством - газоанализатором (рис 108).

4.2 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ОПЕРАЦИИ

Первоначально следует определить реальную полную тепловую мощность теплогенератора. Это можно сделать перемножив реально замеренный расход топлива с известной величиной низшей теплотворной способности используемого топлива.



Рисунок 108 Образец прибора для измерения КПД горения

В случае невозможности определения реального расхода топлива описанными ниже способами можно использовать заявленное производителем значение полезной тепловой мощности.

Найденное значение полной тепловой мощности должно быть меньше или равно максимальной полной тепловой мощности теплогенератора.

Методы измерения расхода как жидкого, так и газообразного топлива описаны далее.

4.2.1 Определение расхода жидкого топлива

Мы можем применить метод взвешивания и определить объем топлива, которое было взято из ёмкости горелкой за определённый период времени. Объем израсходованного топлива, отнесённый к времени эксперимента, даст нам расход топлива.

Есть более простой метод (с допуском 10%). Зная размер форсунки (форсунок) и величины давления распыления на форсунке по таблице форсунок мы можем определить расход топлива (обычно он выражается в кг/ч). Этот параметр умножают на величину низшей теплотворной способности и получают реальную полную тепловую мощность, выделяемую при горении.

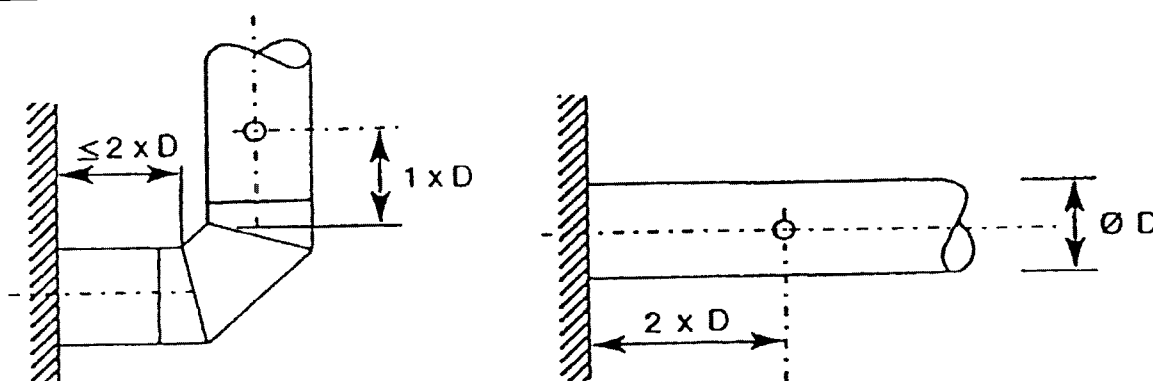
Таблицы форсунок представлены в главе 5 для разных видов жидкого топлива. По таблицам можно определить расход жидкого топлива в зависимости от типоразмера форсунки и давления на топливном насосе горелки.

4.2.2 Определение расхода газообразного топлива

В системах работающих на природном газе, расход топлива определяется по счётчику на подводящем газопроводе. Для вычисления реальной полной тепловой мощности необходимо перемножить замеренный расход газа и величину низшей теплотворной способности газа.

При считывании показаний счетчика рекомендуем обратить внимание на давление в данном газопроводе. Если газопровод находится под высоким давлением, то

Рисунок 109 Точки для замера состава дымовых газов



необходимо учитывать сжимаемость газа. При сжатии объём газа уменьшается, но количество молекул остаётся неизменным, то есть увеличивается плотность.

В нашем случае показания счётчика, который показывает объём, будут ниже, чем реальный массовый расход,

$$P_1 = P_2 \cdot \frac{\delta_1}{\delta_2}$$

где:

P_1 - давление газа при плотности δ_1 ;

P_2 - давление газа при плотности δ_2 .

Далее приведена упрощённая формула (действительна когда давление на счётчике больше 40 мбар) для корректировки считанного значения расхода (в зависимости от давления):

$$V_{VC} = V_{VI} \cdot \frac{1013 + P}{1013}$$

где:

V_{VC} - правильный расход газа (Нм³/час);

V_{VI} - измеренный объёмный расход газа (Нм³/час);

P - давление газа на счётчике (мбар).

Другой простой способ для измерения реального расхода газа состоит в использовании корректирующего коэффициента, который берётся из таблицы на стр. 135 (в зависимости от давления и температуры газа).

В системах, где счётчика нет, на питающий газопровод необходимо установить калиброванную диафрагму или использовать величину давления на головке горелки для приблизительной оценки расхода газа.

4.3 УСЛОВИЯ И МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ

Измерения должны проводиться при устойчивом рабочем режиме теплогенератора

(для водогрейных котлов - температура воды в котле 70°C) на максимальной мощности.

Для проведения измерений следуйте приведенным ниже инструкциям:

1. Прodelайте в дымоходе отверстие для измерительного зонда диаметром приблизительно 10 мм на расстоянии двух диаметров дымохода от теплогенератора (рис. 109).
2. Перед проведением измерений убедитесь в том, что через зазор между измерительным зондом и краями отверстия в дымоход не попадает воздух из атмосферы (герметизируйте все щели, т.к. результаты измерений станут неточными).
3. Выведите теплогенератор на устойчивый рабочий режим (температура воды в котле 70°C для водогрейных котлов).
4. Для каждого отдельного параметра проводите не менее трёх измерений через равные интервалы времени, но не менее чем через 2 минуты.
5. После окончания измерений герметизируйте отверстия, проделанные для испытаний.
6. Запишите дату, когда проводились измерения. В качестве замеренного значения каждого отдельного параметра берётся среднее арифметическое от первых трех значащих измерений (измерения с аномальным отклонением от нормы не учитываются).

4.4 РАСЧЕТ КПД ГОРЕНИЯ

КПД теплогенератора рассчитывается по следующей формуле (потери теплоты через теплоизоляцию теплогенератора принимается равным нулю).

$$\eta = 100 - P_S \pm 2\%$$

где:

η - КПД теплогенератора;

P_S - тепловая мощность, теряемая уходящими дымовыми газами;

$\pm 2\%$ - допуск, связанный с неточностью измерений и считывания результатов измерения параметров.

Как мы уже видели в параграфе 1.5.1, для определения потерь теплоты с уходящими дымовыми газами используется традиционная формула:

$$P_s = \left(\frac{A_1}{21 - O_2} + B \right) \cdot (T_f - T_a)$$

если известна концентрация свободного кислорода в дымовых газах, или:

$$P_s = \left(\frac{A_2}{CO_2} + B \right) \cdot (T_f - T_a)$$

если известна концентрация углекислого газа в дымовых газах;

где:

P_S - потери тепловой мощности с уходящими дымовыми газами [%];

T_f - температура дымовых газов ($^{\circ}C$);

T_a - температура воздуха, участвующего в горении ($^{\circ}C$);

O_2 - концентрация кислорода в сухих дымовых газах [%];

CO_2 - концентрация углекислого газа в сухих дымовых газах [%];

A_1 , A_2 и B - это эмпирические коэффициенты, которые приведены в таблице 37.

Оставим пока измеренное значение КПД горения и проверим концентрацию СО в дымовых газах. Концентрация СО измеряется для сухих продуктов горения при отсутствии воздуха. Чтобы процесс горения считался удовлетворительным она должна быть менее 0,1%.

Концентрация СО в сухих дымовых газах без воздуха вычисляется по следующей формуле:

Топливо	A_1	A_2	B
Метан	0,66	0,38	0,010
Сжиженный нефтяной газ	0,63	0,42	0,008
Дизельное топливо	0,68	0,50	0,007
Мазут	0,68	0,52	0,007

Таблица 37 Коэффициенты для расчета КПД горения

$$CO_{\text{сух. дым. газов без возд.}} = CO_m \cdot \frac{CO_2 \text{ теоретическое}}{CO_2 \text{ измеренное}}$$

где:

CO_m - это измеренное количество угарного газа;

$CO_2 \text{ теоретическое}$ - это теоретическое количество углекислого газа;

$CO_2 \text{ измеренное}$ - это измеренное количество углекислого газа.

В таблице 5 указан максимальный и рекомендуемый уровень CO_2 для разных видов топлива.

Для теплогенераторов, работающих на жидком топливе, сажевое число по шкале Бахараха⁽¹⁾ должно быть не больше 2 для дизельного топлива и не больше чем 6 для мазута.

4.4.1 Пример расчёта КПД горения

Давайте проверим следующие измеренные значения:

Измеренное CO_2 - 9,6%

Температура дымовых газов T_{fc} - 170 $^{\circ}C$

Температура воздуха, участвующего в горении

T_a - 30 $^{\circ}C$

Измеренное СО - 80 ppm

Теоретическое значение CO_2 - 11,7%

Поскольку мы знаем количество CO_2 , присутствующего в дымовых газах, мы можем рассчитать потерю тепловой мощности с уходящими дымовыми газами:

$$P_s = \left(\frac{0,38}{9,6} + 0,010 \right) \cdot (170 - 30) = 6,94 \%$$

КПД горения теплогенератора для полной тепловой мощности, при которой было произведено измерение, равно:

$$\eta = 100 - 6,94 = 93,06 \pm 2\%$$

В заключение проверим концентрацию СО при условии сухих продуктов горения без воздуха:

$$CO_{\text{сух. дым. газов без возд.}} = 80 \cdot \frac{11,7}{9,6} = 97,52 \text{ ppm}$$

Неравенство $0,0098\% < 0,1\%$ выполняется.

(1) Измерения по методу Бахараха уже были описаны в разделе 1.

РАБОЧИЕ ТАБЛИЦЫ И ГРАФИКИ

5.1 ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЙ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ПЕРЕВОДА

5.1.1 Единицы измерения, применяемые для расчёта теплообмена

ФИЗИЧЕСКАЯ ВЕЛИЧИНА	СИСТЕМА СИ		СИСТЕМА ST			
	Симв.	Единица измерений	Симв.	Единица измерений	Коэффициенты преобразования	
					F	1/F
Количество тепла	Q	джоуль (Дж)	Q	килокалория (ккал)	$0,2388 \times 10^{-3}$	4186,8
Удельная теплоёмкость	c	Дж/кг·К	c	ккал/кг·°С	$0,2388 \times 10^{-3}$	4186,8
Теплопроводность	L	Вт/м·К	L	ккал/м·час·°С	0,8605	1,1628
Коэффициент теплопередачи стены	K	Вт/м²·К	K	ккал/м²·час·°С	0,8605	1,1628
Коэффициент частичной теплопередачи	α	Вт/м²·К	α	ккал/м²·час·°С	0,8605	1,1628
Коэффициент загрязнения	f	м²·К/Вт	f	м²·час·°С/ккал	1,1628	0,8605
Замечание – Для того чтобы перейти из системы Си в другие единицы измерений, умножьте значение на F; для обратного перехода умножьте на 1/F.						

5.1.2 Коэффициенты перевода единиц измерения

5.1.2.1 Длина

Базовая единица измерения системы Си: метр (м)

Единица измерений	Символ	м	см	мм	дюйм
метр	м	1	10^2	10^3	39,3701
сантиметр	см	10^{-2}	1	10	0,3937
миллиметр	мм	10^{-3}	10^{-1}	1	0,0394
дюйм	in	$2,54 \times 10^{-2}$	2,54	25,4	1

5.1.2.2 Площадь

Базовая единица измерения системы Си: метр квадратный (м²)

Единица измерений	Символ	м	см	мм	дюйм
метр	м	1	10^2	10^3	39,3701
сантиметр	см	10^{-2}	1	10	0,3937
миллиметр	мм	10^{-3}	10^{-1}	1	0,0394
дюйм	in	$2,54 \times 10^{-2}$	2,54	25,4	1

5.1.2.3 Объём

Базовая единица измерения системы Си: метр кубический (м³)

Единица измерений	Символ	м³	л	brl (US)	brl (нефть)	gal (US)
метр кубический	м³	1	10³	8,3864	6,2898	264,172
кубический дециметр или литр	дм³=л	10⁻³	1	8,386×10⁻³	6,290×10⁻³	0,2642
баррель (жидкость в США)	brl	0,1192	119,24	1	0,75	31,5
баррель (нефть в США)	brl	0,159	158,987	1,3333	1	42
галлон	gal	3,785×10⁻³	3,7854	0,0317	0,0238	1

5.1.2.4 Масса

Базовая единица измерения системы Си: килограмм (кг)

Единица измерений	Символ	кг	lb	t
килограмм	кг	1	2,2046	10⁻³
фунт	lb	0,4536	1	0,454×10⁻³
тонна (метрическая)	t	10³	2204,62	1

5.1.2.5 Давление

Базовая единица измерения системы Си: паскаль (Па) = Н/м²

Единица измерений	Символ	Па	бар	атм	мм Hg	кгс/м²
паскаль	Pa	1	10⁻⁵	1,0197×10⁻⁵	0,0075	0,10197
бар	bar	10⁵	1	1,0197	750,07	10197
атмосфера=кг/см²	at	98070	0,9807	1	735,56	10000
миллиметр ртутного столба	mm Hg	133,32	1,3332×10⁻³	1,3595×10⁻³	1	13,595
килограмм на м²	kg/m²	9,807	9,807×10⁻⁵	10⁻⁴	0,0735	1

5.1.2.6 Работа, энергия, теплота, энтальпия

Базовая единица измерения системы Си: Джоуль (Дж= Н·м)

Единица измерений	Символ	Дж	ккал	ватт час
Джоуль	J	1	$0,2388 \times 10^{-3}$	$0,2778 \times 10^{-3}$
килокалория	kcal	4186,8	1	1,163
ватт час	Wh	3600	0,8605	1

5.1.2.7 Мощность (механическая, электрическая и тепловая)

Базовая единица измерения системы Си: Ватт (Вт)

Единица измерений	Символ	Вт	ккал/час	л.с.
ватт	w	1	0,8605	$1,360 \times 10^{-3}$
килокалория/час	kcal/h	1,1628	1	$1,581 \times 10^{-3}$
лошадиная сила (метрическая система)	л.с.	735,5	632,53	1

5.1.2.8 Скорость

Базовая единица измерения системы Си: метр в секунду (м/с)

Единица измерений	Символ	м/с	м/мин	см/с	км/час
метр в секунду	m/s	1	60	10^2	3,6
метр в минуту	m/min	0,01667	1	1,667	0,06
сантиметр в секунду	cm/s	10^{-2}	0,6	1	0,036
километр в час	km/h	0,2778	16,667	27,78	1

5.1.2.9 Объёмный расход

Базовая единица измерения системы Си: метр кубический в секунду (м³/с)

Единица измерений	Символ	м³/с	м³/час	л/с	см³/с	gpm	gph
метры кубические в секунду	m³/s	1	3600	10^3	10^6	15850	$951,02 \times 10^3$
метры кубические в час	m³/h	$0,2778 \times 10^{-3}$	1	0,2778	277,78	4,4029	264,17
литры в секунду	L/s	10^{-3}	3,6	1	103	15,85	951,02
сантиметры кубические в секунду	cm³/s	10^{-6}	0,0036	10^{-3}	1	0,0158	0,951
галлонов в минуту	gpm	$0,6309 \times 10^{-4}$	0,2271	0,06309	63	1	60
галлонов в час	gph	$0,1052 \times 10^{-5}$	$3,785 \times 10^{-3}$	$0,1052 \times 10^{-2}$	1,0515	0,01667	1

°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F
121,7	251	483,8	165,6	330	626,0	209,4	409	768,2	253,9	489	912,2
122,2	252	485,6	166,1	331	627,8	210,0	410	770,0	254,4	490	914,0
122,8	253	487,4	166,7	332	629,6	210,6	411	771,8	255,0	491	915,8
123,3	254	489,2	167,2	333	631,4	211,1	412	773,6	255,6	492	917,6
123,9	255	491,0	167,8	334	633,2	211,7	413	775,4	256,1	493	919,4
124,4	256	492,8	168,3	335	635,0	212,2	414	777,2	256,7	494	921,2
125,0	257	494,6	168,9	336	636,8	212,8	415	779,0	257,2	495	923,0
125,6	258	496,4	169,4	337	638,6	213,3	416	780,8	257,8	496	924,8
126,1	259	498,2	170,0	338	640,4	213,9	417	782,6	258,3	497	926,6
126,7	260	500,0	170,6	339	642,2	214,4	418	784,4	258,9	498	928,4
127,2	261	501,8	171,1	340	644,0	215,0	419	786,2	259,4	499	930,2
127,8	262	503,6	171,7	341	645,8	215,6	420	788,0	260,0	500	932,0
128,3	263	505,4	172,2	342	647,6	216,1	421	789,8			
128,9	264	507,2	172,8	343	649,4	216,7	422	791,6	262,8	505	941,0
129,4	265	509,0	173,3	344	651,2	217,2	423	793,4	265,6	510	950,0
130,0	266	510,8	173,9	345	653,0	217,8	424	795,2	268,3	515	959,0
130,6	267	512,6	174,4	346	654,8	218,3	425	797,0	271,1	520	968,0
131,1	268	514,4	175,0	347	656,6	218,9	426	798,8	273,9	525	977,0
131,7	269	516,2	175,6	348	658,4	219,4	427	800,6	276,7	530	986,0
132,2	270	518,0	176,1	349	660,2	220,0	428	802,4	279,4	535	995,0
132,8	271	519,8	176,7	350	662,0	220,6	429	804,2	282,2	540	1004,0
133,3	272	521,6	177,2	351	663,8	221,1	430	806,0	285,0	545	1013,0
133,9	273	523,4	177,8	352	665,6	221,7	431	807,8	287,8	550	1022,0
134,4	274	525,2	178,3	353	667,4	222,2	432	809,6	290,6	555	1031,0
135,0	275	527,0	178,9	354	669,2	222,8	433	811,4	293,3	560	1040,0
135,6	276	528,8	179,4	355	671,0	223,3	434	813,2	296,1	565	1049,0
136,1	277	530,6	180,0	356	672,8	223,9	435	815,0	298,9	570	1058,0
136,7	278	532,4	180,6	357	674,6	224,4	436	816,8	301,7	575	1067,0
137,2	279	534,2	181,1	358	676,4	225,0	437	818,6	304,4	580	1076,0
137,8	280	536,0	181,7	359	678,2	225,6	438	820,4	307,2	585	1085,0
138,3	281	537,8	182,2	360	680,0	226,1	439	822,2	310,0	590	1094,0
138,9	282	539,6	182,8	361	681,8	226,7	440	824,0	312,8	595	1103,0
139,4	283	541,4	183,3	362	683,6	227,2	441	825,8	315,6	600	1112,0
140,0	284	543,2	183,9	363	685,4	227,8	442	827,6			
140,6	285	545,0	184,4	364	687,2	228,3	443	829,4	321,1	610	1130,0
141,1	286	546,8	185,0	365	689,0	228,9	444	831,2	326,7	620	1148,0
141,7	287	548,6	185,6	366	690,8	229,4	445	833,0	332,2	630	1166,0
142,2	288	550,4	186,1	367	692,6	230,0	446	834,8	337,8	640	1184,0
142,8	289	552,2	186,7	368	694,4	230,6	447	836,6	343,3	650	1202,0
143,3	290	554,0	187,2	369	696,2	231,1	448	838,4	348,9	660	1220,0
143,9	291	555,8	187,8	370	698,0	231,7	449	840,2	354,4	670	1238,0
144,4	292	557,6	188,3	371	699,8	232,2	450	842,0	360,0	680	1256,0
145,0	293	559,4	188,9	372	701,6	232,8	451	843,8	366,0	690	1274,0
145,6	294	561,2	189,4	373	703,4	233,3	452	845,6	371,0	700	1292,0
146,1	295	563,0	190,0	374	705,2	233,9	453	847,4			
146,7	296	564,8	190,6	375	707,0	234,4	454	849,2	377,0	710	1310,0
147,2	297	566,6	191,1	376	708,8	235,0	455	851,0	382,0	720	1328,0
147,8	298	568,4	191,7	377	710,6	235,6	456	852,8	388,0	730	1346,0
148,3	299	570,2	192,2	378	712,4	236,1	457	854,6	393,0	740	1364,0
148,9	300	572,0	192,8	379	714,2	236,7	458	856,4	399,0	750	1382,0
			193,3	380	716,0	237,2	459	858,2	404,0	760	1400,0
149,4	301	573,8	193,9	381	717,8	237,8	460	860,0	410,0	770	1418,0
150,0	302	575,6	194,4	382	719,6	238,3	461	861,8	415,6	780	1436,0
150,6	303	577,4	195,0	383	721,4	238,9	462	863,6	421,1	790	1454,0
151,1	304	579,2	195,6	384	723,2	239,4	463	865,4	426,7	800	1472,0
151,7	305	581,0	196,1	385	725,0	240,0	464	867,2			
152,2	306	582,8	196,7	386	726,8	240,6	465	869,0	432,2	810	1490,0
152,8	307	584,6	197,2	387	728,6	241,1	466	870,8	437,8	820	1508,0
153,3	308	586,4	197,8	388	730,4	241,7	467	872,6	443,3	830	1526,0
153,9	309	588,2	198,3	389	732,2	242,2	468	874,4	448,9	840	1544,0
154,4	310	590,0	198,9	390	734,0	242,8	469	876,2	454,4	850	1562,0
155,0	311	591,8	199,4	391	735,8	243,3	470	878,0	460,0	860	1580,0
155,6	312	593,6	200,0	392	737,6	243,9	471	879,8	465,6	870	1598,0
156,1	313	595,4	200,6	393	739,4	244,4	472	881,6	471,1	880	1616,0
156,7	314	597,2	201,1	394	741,2	245,0	473	883,4	476,7	890	1634,0
157,2	315	599,0	201,7	395	743,0	245,6	474	885,2	482,2	900	1652,0
157,8	316	600,8	202,2	396	744,8	246,1	475	887,0			
158,3	317	602,6	202,8	397	746,6	246,7	476	888,8			
158,9	318	604,4	203,3	398	748,4	247,2	477	890,6			
159,4	319	606,2	203,9	399	750,2	247,8	478	892,4			
160,0	320	608,0	204,4	400	752,0	248,3	479	894,2			
160,6	321	609,8				248,9	480	896,0			
161,1	322	611,6	205,0	401	753,8	249,4	481	897,8			
161,7	323	613,4	205,6	402	755,6	250,0	482	899,6			
162,2	324	615,2	206,1	403	757,4	250,6	483	901,4			
162,8	325	617,0	206,7	404	759,2	251,1	484	903,2			
163,3	326	618,8	207,2	405	761,0	251,7	485	905,0			
163,9	327	620,6	207,8	406	762,8	252,2	486	906,8			
164,4	328	622,4	208,3	407	764,6	252,8	487	908,6			
165,0	329	624,2	208,9	408	766,4	253,3	488	910,4			

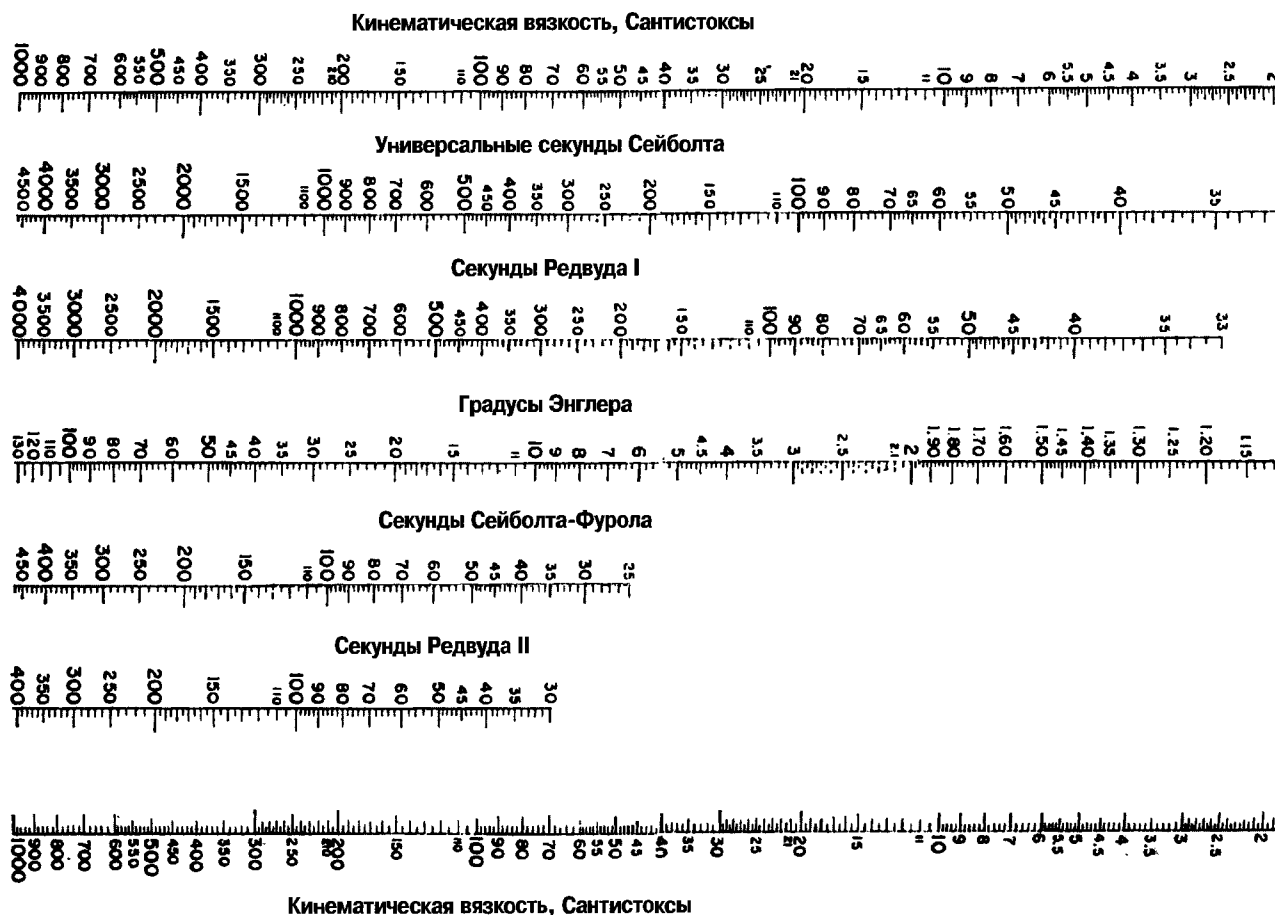
Значения единичных градусов			
°C	°F	°F	°C
1	1,8	1	0,56
2	3,6	2	1,11
3	5,4	3	1,67
4	7,2	4	2,22
5	9,0	5	2,78
6	10,8	6	3,33
7	12,6	7	3,89
8	14,4	8	4,44
9	16,2	9	5,0
°C = 5/9 (°F - 32°)		F = (9/5°C) + 32°C	

5.2 ТАБЛИЦЫ И ГРАФИКИ ВЯЗКОСТИ ТОПЛИВА

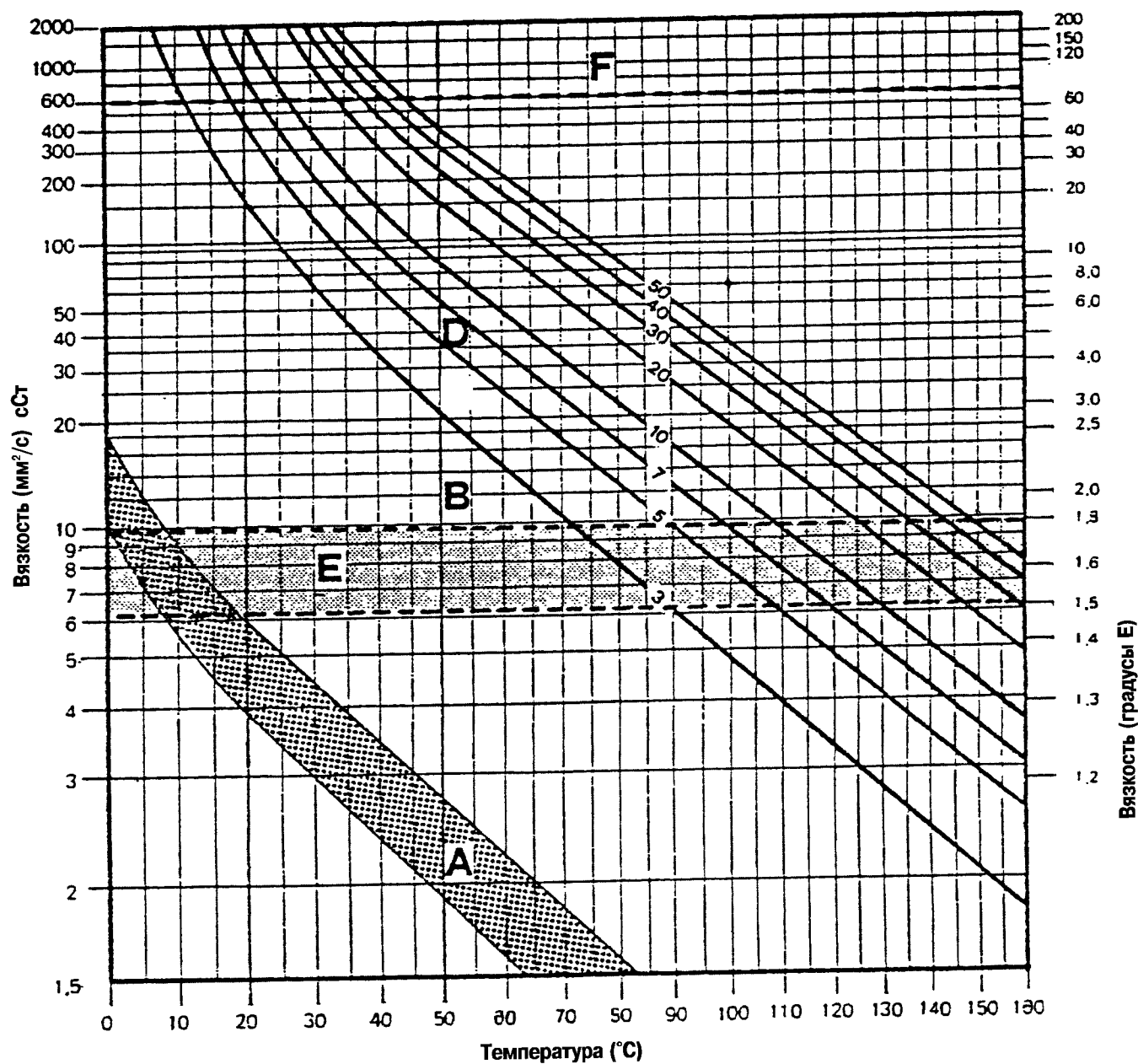
5.2.1 Таблица приблизительного пересчёта вязкости при равной температуре

Кинематическая (Сантистокс)	по Энглери (грависы)	Универсальная Сейболта (секунды)	по Сейболту Фурол (секунды)	по Редвуду №1 (секунды)	по Редвуду №2 (секунды)
2,69	1,18	35		32,2	
4,28	1,32	40		36,2	
5,84	1,46	45		40,6	
7,39	1,60	50		44,9	
8,88	1,75	55		49,1	
10,34	1,88	60		53,5	
11,75	2,02	65		57,9	
13,11	2,15	70		62,3	
14,42	2,31	75		67,6	
15,72	2,42	80		71,0	
16,98	2,56	85		75,1	
18,20	2,68	90		79,6	
19,40	2,81	95		84,2	
20,60	2,95	100		88,4	
23,00	3,21	110		97,1	
25,3	3,49	120		105,9	
27,5	3,77	130		114,8	
29,3	4,04	140		123,6	
32,1	4,32	180		132,4	
34,3	4,59	160		141,1	
36,5	4,88	170		150,0	
38,7	5,15	180		158,8	
41,0	5,44	190		167,5	
43,2	5,72	200	23,0	176,4	
47,5	6,28	220	25,3	194,0	
51,9	6,85	240	27,0	212	
56,2	7,38	260	28,7	229	
60,6	7,95	260	30,5	247	
64,9	8,51	300	32,5	266	
70,4	9,24	325	35,0	287	
75,8	9,95	350	37,2	309	
81,2	10,7	375	39,5	331	
86,6	11,4	400	42,0	383	
92,0	12,1	425	44,2	375	
97,4	12,8	450	47,0	387	
102,8	13,5	475	49	419	
106,2	14,2	500	51	441	
119,2	15,6	550	56	485	
120,9	17,0	600	61	529	
140,7	18,5	650	66	573	
151,3	19,9	700	71	617	
162,3	21,3	750	76	661	
173,2	22,7	800	81	705	
184,0	24,2	850	86	749	
194,8	25,6	900	91	708	
206	27,0	950	96	837	
216	28,4	1000	100	882	
280	34,1	1200	121	1068	104
303	39,8	1400	141	1234	122
346	45,5	1600	160	1411	136
300	51	1800	180	158(7	153
433	57	2000	200	1703	170
541	71	2500	250	2204	216
650	85	3000	300	2646	256
758	99	3500	350	3067	300
866	114	4000	400	3526	345
974	128	4500	450	3878	390
1062	142	5000	500	4406	438
1190	156	5500	550	4840	475
1900	170	6000	600	5290	515
1405	185	6500	650	5730	500
1515	199	7000	700	6171	600
1625	213	7500	750	6612	645
1730	227	8000	800	7053	690
1840	242	8500	850	7494	730
1960	256	9000	900	7934	770
2055	270	9500	950	8375	815
2165	284	10000	1000	8816	855

5.2.2 Номограмма для преобразования различных единиц вязкости



5.2.3 Изменение вязкости различных видов жидкого топлива в зависимости от температуры



A - МАКС. и МИН. пределы для диапазона дизельного топлива

B, C, D - диапазон вязкости для лёгких мазутов

E - приблизительные пределы вязкости на форсунке

F - экономически выгодное предельное значение, при котором жидкое топливо ещё можно перекачивать

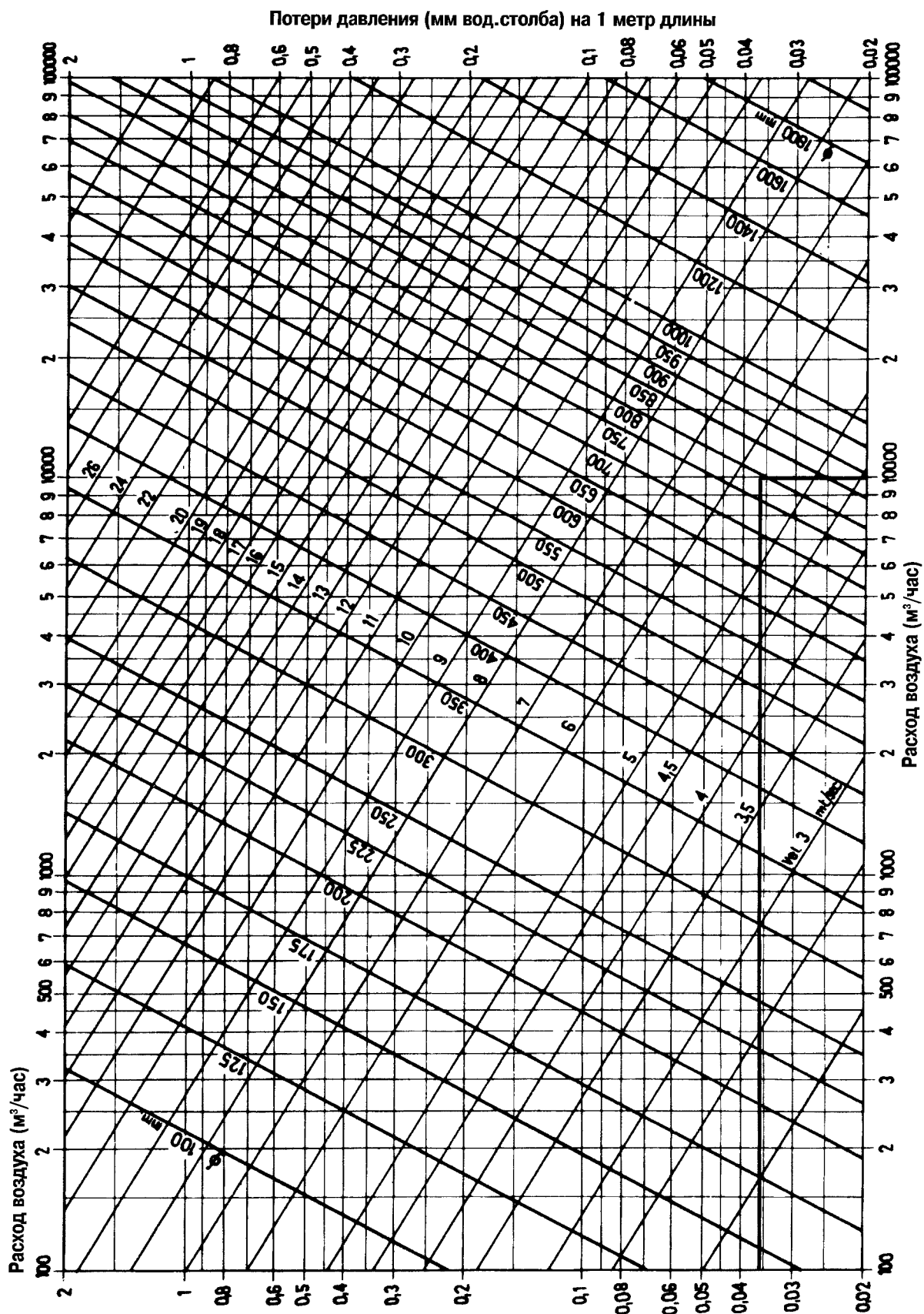
5.2.4 Динамическая вязкость газа

Среда	0° С		25 °С		5 °С		75 °С		100 °С		125°С	
	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶
Ацетилен	9,541	0,9728	10,250	1,0451	10,945	1,1160	11,629	1,1857	12,304	1,2545	12,974	1,3228
Ацетон	7,183	0,7324	7,798	0,7951	8,407	0,8572	9,011	0,9187	9,612	0,9800	10,213	1,0413
Соляная кислота	12,973	1,3227	14,101	1,4377	15,218	1,5517	16,328	1,6648	17,435	1,7776	18,542	1,8905
Этиловый спирт	8,398	0,8563	9,085	0,9263	9,762	0,9953	10,431	1,0636	11,096	1,1314	11,759	1,1990
Метиловый спирт	9,082	0,9260	9,909	1,0103	10,731	1,0941	11,550	1,1776	12,369	1,2612	13,191	1,3450
Аммиак	9,390	0,9574	10,258	1,0459	11,122	1,1340	11,984	1,2218	12,846	1,3098	13,713	1,3982
Углекислый газ	13,660	1,3928	14,725	1,5014	15,772	1,6081	16,805	1,7134	17,827	1,8177	18,844	1,9213
Сернистый газ	11,585	1,1812	12,475	1,2719	13,348	1,3610	14,208	1,4487	15,059	1,5355	15,905	1,6217
Воздух	17,260	1,7600	18,490	1,8850	19,671	2,0060	20,808	2,1220	21,905	2,2340	22,965	2,3420
Аргон	20,864	2,1273	22,251	2,2687	23,599	2,4062	24,916	2,5405	26,209	2,6723	27,485	2,8024
Азот	16,653	1,6979	17,741	1,8089	18,799	1,9167	19,831	2,0220	20,843	2,1252	21,841	2,2269
Бензол	7,017	0,7155	7,656	0,7806	8,291	0,8454	8,924	0,9099	9,557	0,9744	10,192	1,0392
Бром	13,777	1,4047	14,957	1,5250	16,124	1,6440	17,282	1,7621	18,435	1,8797	19,589	1,9972
Хлор	12,765	1,3015	13,841	1,4112	14,904	1,5197	15,959	1,6272	17,008	1,7341	18,055	1,8409
Гелий	17,752	1,8099	18,855	1,9225	19,925	2,0315	20,966	2,1377	21,985	2,2416	22,987	2,3437
Этан	8,578	0,8747	9,290	0,9472	9,993	1,0189	10,689	1,0899	11,381	1,1604	12,072	1,2309
Этиловый эфир	7,183	0,7324	7,798	0,7951	8,407	0,8572	9,011	0,9187	9,612	0,9800	10,213	1,0413
Этилен	9,476	0,9661	10,215	1,0415	10,941	1,1155	11,657	1,1886	12,367	1,2609	13,072	1,3328
Фтор	20,620	2,1024	22,868	2,3316	25,139	2,5632	27,435	2,7973	29,762	3,0346	32,127	3,2757
Фреон 12	11,781	1,2012	12,489	1,2734	13,175	1,3433	13,840	1,4112	14,491	1,4775	15,129	1,5426
Фреон 22	12,042	1,2278	12,896	1,3149	13,730	1,3999	14,547	1,4832	15,352	1,5653	16,149	1,6466
Водород	8,492	0,8658	8,994	0,9170	9,479	0,9665	9,950	1,0145	10,410	1,0614	10,861	1,1074
Сероводород	11,853	1,2085	12,915	1,3169	13,971	1,4244	15,021	1,5315	16,070	1,6385	17,122	1,7458
Метан	10,217	1,0417	10,965	1,1180	11,697	1,1926	12,416	1,2659	13,126	1,3383	13,829	1,4100
Угарный газ	17,026	1,7360	18,067	1,8421	19,075	1,9449	20,055	2,0449	21,014	2,1426	21,956	2,2386
Кислород	19,236	1,9613	20,413	2,0813	21,551	2,1974	22,659	2,3103	23,742	2,4207	24,806	2,5292
Пентан	5,556	0,5665	6,189	0,6311	6,832	0,6966	7,484	0,7631	8,148	0,8308	8,825	0,8997
Пропан	7,734	0,7886	8,318	0,8481	8,892	0,9066	9,456	0,9641	10,013	1,0210	10,567	1,0774
Пропилен	7,895	0,8050	8,560	0,8728	9,218	0,9399	9,870	1,0064	10,519	1,0725	11,167	1,1386
Сероуглерод	9,024	0,9200	9,909	1,0104	10,796	1,1007	11,684	1,1913	12,578	1,2824	13,479	1,3743
Толуол	6,516	0,6643	7,100	0,7239	7,680	0,7830	8,257	0,8419	8,834	0,9007	9,412	0,9597

150°C		175°C		200°C		225°C		250°C		275°C		300°C	
Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶	Па·с x 10 ⁶	кг·с/м ² x 10 ⁶
13,640	1,3908	14,305	1,4585	14,966	1,5260	15,622	1,5929	16,267	1,6585	16,890	1,7221	17,479	1,7821
10,816	1,1028	11,422	1,1645	12,029	1,2264	12,634	1,2882	13,232	1,3492	13,814	1,4085	14,367	1,4649
19,653	2,0039	20,770	2,1177	21,891	2,2320	23,009	2,3460	24,116	2,4588	25,193	2,5686	26,216	2,6730
12,422	1,2666	13,086	1,3343	13,751	1,4020	14,412	1,4694	15,064	1,5359	15,697	1,6005	16,297	1,6617
14,018	1,4293	14,852	1,5143	15,690	1,5998	16,529	1,6853	17,360	1,7701	18,171	1,8527	18,943	1,9315
14,586	1,4872	15,466	1,5770	16,353	1,6673	17,240	1,7578	18,120	1,8475	18,979	1,9351	19,798	2,0186
19,858	2,0248	20,872	2,1281	21,884	2,2313	22,889	2,3337	23,878	2,4346	24,836	2,5323	25,743	2,6248
16,748	1,7076	17,590	1,7935	18,429	1,8790	19,263	1,9640	20,082	2,0476	20,876	2,1285	21,626	2,2050
23,991	2,4460	24,986	2,5480	25,952	2,6460	26,891	2,7420	27,805	2,8350	28,696	2,9260	29,566	3,0150
28,747	2,9311	30,000	3,0588	31,241	3,1854	32,466	3,3103	33,664	3,4324	34,818	3,5501	35,905	3,6608
22,828	2,3276	23,807	2,4273	24,776	2,5262	25,732	2,6236	26,666	2,7189	27,566	2,8106	28,412	2,8969
10,831	1,1044	11,475	1,1700	12,123	1,2361	12,771	1,3021	13,413	1,3676	14,040	1,4315	14,638	1,4923
20,745	2,1152	21,906	2,2335	23,070	2,3522	24,231	2,4706	25,379	2,5876	26,495	2,7015	27,555	2,8096
19,105	1,9480	20,158	2,0553	21,213	2,1629	22,265	2,2702	23,304	2,3761	24,313	2,4790	25,272	2,5767
23,976	2,4445	24,954	2,5443	25,921	2,6429	26,873	2,7400	27,802	2,8347	28,695	2,9257	29,533	3,0112
12,763	1,3013	13,456	1,3720	14,150	1,4427	14,841	1,5131	15,522	1,5827	16,185	1,6502	16,813	1,7143
10,816	1,1028	11,422	1,1645	12,029	1,2264	12,634	1,2882	13,232	1,3492	13,814	1,4085	14,367	1,4649
13,776	1,4046	14,479	1,4763	15,181	1,5478	15,878	1,6189	16,564	1,6888	17,229	1,7566	17,858	1,8208
34,535	3,5212	36,988	3,7713	39,482	4,0256	42,003	4,2826	44,524	4,5397	47,006	4,7927	49,388	5,0356
15,759	1,6068	16,381	1,6702	16,995	1,7328	17,598	1,7943	18,187	1,8543	18,752	1,9119	19,282	1,9660
16,940	1,7272	17,727	1,8075	18,509	1,8872	19,283	1,9661	20,042	2,0435	20,774	2,1181	21,465	2,1886
11,305	1,1527	11,744	1,1974	12,177	1,2415	12,602	1,2849	13,016	1,3271	13,414	1,3677	13,787	1,4057
18,180	1,8536	19,245	1,9622	20,315	2,0713	21,385	2,1804	22,444	2,2884	23,477	2,3937	24,460	2,4939
14,528	1,4813	15,225	1,5523	15,918	1,6230	16,605	1,6930	17,279	1,7618	17,931	1,8282	18,546	1,8909
22,884	2,3333	23,803	2,4269	24,710	2,5194	25,603	2,6104	26,473	2,6992	27,309	2,7845	28,094	2,8645
25,855	2,6362	26,893	2,7420	27,918	2,8465	28,926	2,9493	29,910	3,0496	30,854	3,1459	31,742	3,2364
9,516	0,9702	10,222	1,0422	10,942	1,1156	11,672	1,1901	12,404	1,2647	13,126	1,3383	13,821	1,4092
11,118	1,1336	11,668	1,1897	12,217	1,2456	12,761	1,3011	13,295	1,3556	13,812	1,4083	14,302	1,4582
11,816	1,2048	12,468	1,2712	13,120	1,3377	13,771	1,4041	14,413	1,4696	15,038	1,5332	15,630	1,5937
14,389	1,4671	15,311	1,5611	16,242	1,6561	17,178	1,7515	18,108	1,8463	19,019	1,9392	19,890	2,0279
9,994	1,0189	10,579	1,0786	11,167	1,1386	11,755	1,1966	12,338	1,2580	12,905	1,3158	13,446	1,3709

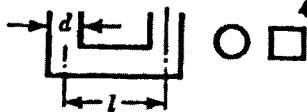
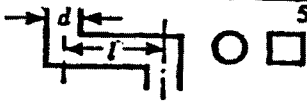
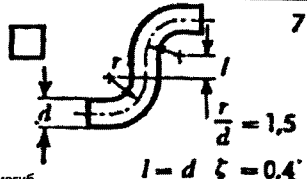
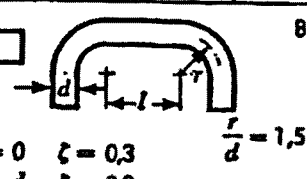
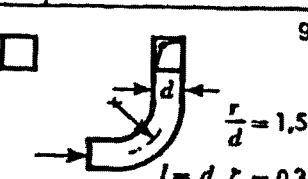
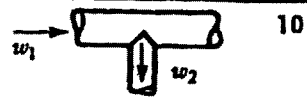
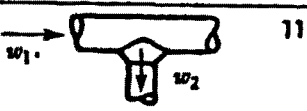
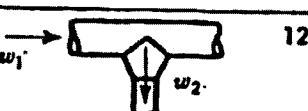
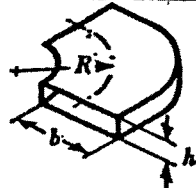
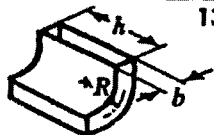
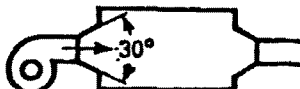
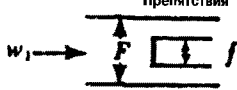
5.3 ТАБЛИЦЫ И ГРАФИКИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗМЕРА ВОЗДУХОВОДОВ И ТРУБОПРОВОДОВ

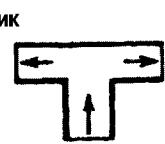
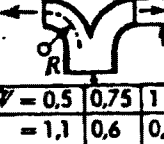
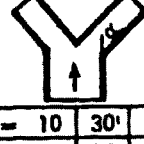
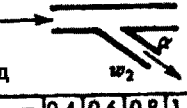
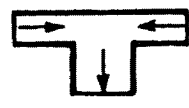
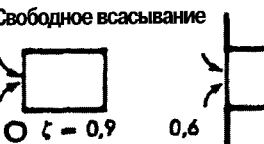
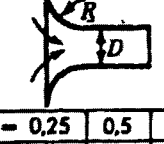
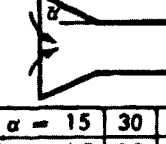
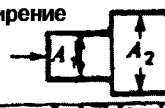
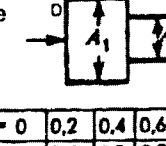
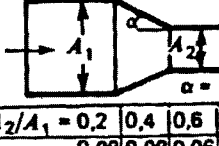
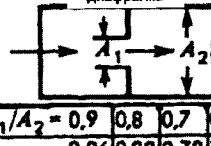
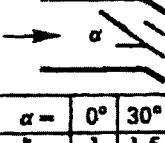
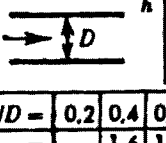
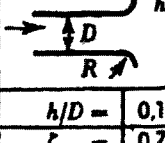
5.3.1 Распределённые потери давления в круглых воздуховодах





5.3.3 Определение размера воздуховодов: коэффициент потери напора для нестандартных элементов круглого и квадратного сечения

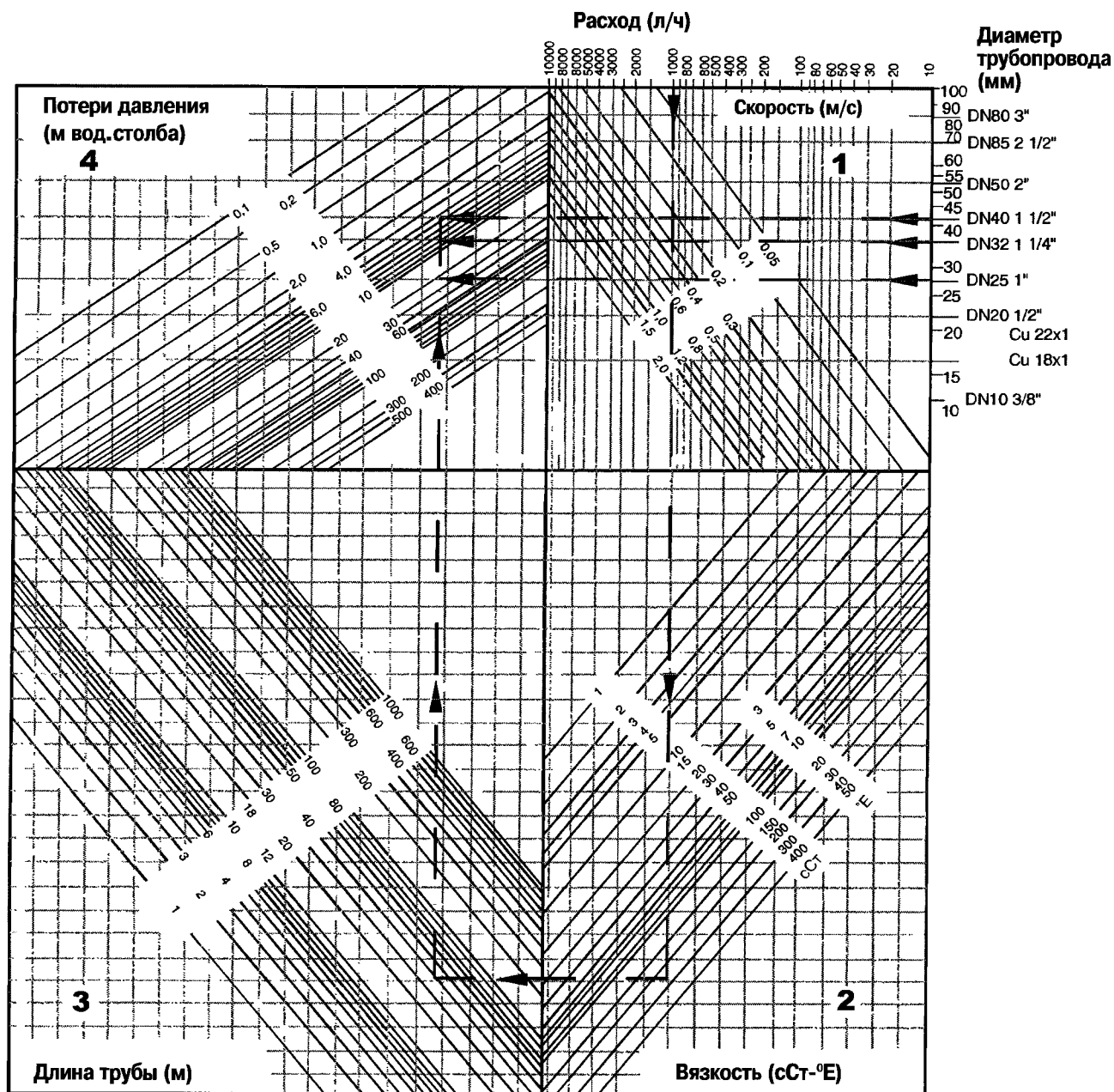
																				
$\alpha^\circ =$	0	15	30	45	60	75	$\alpha^\circ =$	0	15	30	45	60	75	$\alpha^\circ =$	0	15	30	45	60	75
$\zeta =$	0,25	0,6	3,5	17	95	600	$\zeta =$	0,25	0,7	2,2	6,5	20	60	$\zeta =$	0,25	1,1	3,3	10	30	90
																				
l/d	1	2	3	4			l/d	0	0,5	1	2			r/d	2	4	6	8		
ζ	3,5	1,7	1,6	1,7			ζ	0	1,6	1,9	2,1			ζ	0,6	0,4	0,2	0,1		
																				
2 изгиб $l = d \quad \zeta = 0,4$							$l = 0 \quad \zeta = 0,3$ $l = d \quad \zeta = 0,2$							$l = d \quad \zeta = 0,3$						
																				
$w_2/w_1 =$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5		$w_2/w_1 =$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5		$w_2/w_1 =$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	
$\zeta_{2 \text{ tot}} =$	7,0	3,4	2,0	1,5	0,9		$\zeta_{2 \text{ tot}} =$	5,0	2,2	1,2	0,9	0,5		$\zeta_{2 \text{ tot}} =$	4,7	1,9	0,9	0,6	0,4	
$\zeta_{2 \text{ st}} =$	1,5						$\zeta_{2 \text{ st}} =$	0	0,3	0,7	0,9	1,0		$\zeta_{2 \text{ st}} =$	0	0	0,3	0,6	0,9	
																				
							Плоский изгиб													
$h/b =$	0,25						$h/b =$	0,50						$h/b =$	0,75 ... 3,0					
$R/b =$	0,75	1,0	1,5	2,0			$R/b =$	0,75	1,0	1,5	2,0			$R/b =$	0,75	1,0	1,5	2,0 ... 3,0		
$\zeta =$	0,55	0,45	0,3	0,2			$\zeta =$	0,45	0,3	0,2	0,15			$\zeta =$	0,4	0,2	0,15	0,10		
																				
$\zeta = 0,7 + 0,6 = 1,3$							$\zeta = 0,4 + 0,2 = 0,6$													
																				
l/F	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5		l/F	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5		l/F	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	
ζ_1	0,7	1,0	1,8	2,9	4,0		ζ_1	0,2	0,4	0,75	1,3	2,0		ζ_1	0,07	0,15	0,35	0,6	0,9	

Изгиб  <table> <tr> <td>$R/D = 0.5$</td><td>0.75</td><td>1.0</td><td>1.5</td><td>2</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>0.9</td><td>0.43</td><td>0.33</td><td>0.24</td><td>0.19</td><td>0.17</td><td>0.15</td></tr> </table>	$R/D = 0.5$	0.75	1.0	1.5	2	ζ	0.9	0.43	0.33	0.24	0.19	0.17	0.15	Направляющее ребро  <table> <tr> <td>$R/D = 0.5$</td><td>0.75</td><td>1.0</td><td>1.5</td><td>2</td></tr> <tr> <td>3 элем. ζ</td><td>1.3</td><td>0.8</td><td>0.5</td><td>0.3</td><td>0.25</td></tr> <tr> <td>5 элем. ζ</td><td>1.1</td><td>0.6</td><td>0.4</td><td>0.25</td><td>0.2</td></tr> </table>	$R/D = 0.5$	0.75	1.0	1.5	2	3 элем. ζ	1.3	0.8	0.5	0.3	0.25	5 элем. ζ	1.1	0.6	0.4	0.25	0.2	Направляющее ребро  <table> <tr> <td>$R/W = 0.5$</td><td>0.75</td><td>1</td><td>2</td></tr> <tr> <td>$W_1/W = 0.25$</td><td>$\zeta = 0.4$</td><td>0.25</td><td>0.2</td><td>0.1</td></tr> <tr> <td>$W_1/W = 0.5$</td><td>$\zeta = 0.5$</td><td>0.3</td><td>0.2</td><td>0.1</td></tr> </table>	$R/W = 0.5$	0.75	1	2	$W_1/W = 0.25$	$\zeta = 0.4$	0.25	0.2	0.1	$W_1/W = 0.5$	$\zeta = 0.5$	0.3	0.2	0.1			
$R/D = 0.5$	0.75	1.0	1.5	2																																													
ζ	0.9	0.43	0.33	0.24	0.19	0.17	0.15																																										
$R/D = 0.5$	0.75	1.0	1.5	2																																													
3 элем. ζ	1.3	0.8	0.5	0.3	0.25																																												
5 элем. ζ	1.1	0.6	0.4	0.25	0.2																																												
$R/W = 0.5$	0.75	1	2																																														
$W_1/W = 0.25$	$\zeta = 0.4$	0.25	0.2	0.1																																													
$W_1/W = 0.5$	$\zeta = 0.5$	0.3	0.2	0.1																																													
 <table> <tr> <td>$h/b = 0.25$</td><td>0.5</td><td>1.0</td><td>2.0</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>2.1</td><td>1.7</td><td>1.2</td><td>0.6</td></tr> </table>	$h/b = 0.25$	0.5	1.0	2.0	ζ	2.1	1.7	1.2	0.6	 <table> <tr> <td>$R/W = 0$</td><td>0.2</td><td>0.4</td><td>0.6</td><td>0.8</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>1.4</td><td>0.7</td><td>0.6</td><td>0.7</td><td>1.1</td></tr> </table>	$R/W = 0$	0.2	0.4	0.6	0.8	ζ	1.4	0.7	0.6	0.7	1.1	Направляющие ребра  без ребер $\zeta = 0.35$ с ребрами $\zeta = 0.1$																											
$h/b = 0.25$	0.5	1.0	2.0																																														
ζ	2.1	1.7	1.2	0.6																																													
$R/W = 0$	0.2	0.4	0.6	0.8																																													
ζ	1.4	0.7	0.6	0.7	1.1																																												
Тройник  $\zeta = 1.4$	 <table> <tr> <td>$R/W = 0.5$</td><td>0.75</td><td>1</td><td>1.5</td><td>2</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>1.1</td><td>0.6</td><td>0.4</td><td>0.25</td><td>0.2</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>1.0</td><td>0.5</td><td>0.25</td><td>0.15</td><td>0.1</td></tr> </table>	$R/W = 0.5$	0.75	1	1.5	2	ζ	1.1	0.6	0.4	0.25	0.2	ζ	1.0	0.5	0.25	0.15	0.1	 <table> <tr> <td>$\alpha = 10^\circ$</td><td>30'</td><td>45</td><td>60</td><td>90°</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>0.1</td><td>0.3</td><td>0.7</td><td>1.0</td><td>1.4</td></tr> </table>	$\alpha = 10^\circ$	30'	45	60	90°	ζ	0.1	0.3	0.7	1.0	1.4																			
$R/W = 0.5$	0.75	1	1.5	2																																													
ζ	1.1	0.6	0.4	0.25	0.2																																												
ζ	1.0	0.5	0.25	0.15	0.1																																												
$\alpha = 10^\circ$	30'	45	60	90°																																													
ζ	0.1	0.3	0.7	1.0	1.4																																												
Отвод  <table> <tr> <td>$w_2/w_1 = 0.4$</td><td>0.6</td><td>0.8</td><td>1.0</td><td>2.0</td><td>3.0</td></tr> <tr> <td>$\alpha = 60^\circ$</td><td>5.0</td><td>2.2</td><td>1.3</td><td>0.8</td><td>0.5</td><td>0.6</td></tr> <tr> <td>$\alpha = 45^\circ$</td><td>3.5</td><td>1.3</td><td>0.7</td><td>0.4</td><td>0.4</td><td>0.5</td></tr> </table>	$w_2/w_1 = 0.4$	0.6	0.8	1.0	2.0	3.0	$\alpha = 60^\circ$	5.0	2.2	1.3	0.8	0.5	0.6	$\alpha = 45^\circ$	3.5	1.3	0.7	0.4	0.4	0.5	 <table> <tr> <td>$R/D = 0.5$</td><td>0.75</td><td>1</td><td>1.5</td><td>2</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>1.3</td><td>0.9</td><td>0.8</td><td>0.6</td><td>0.5</td></tr> </table>	$R/D = 0.5$	0.75	1	1.5	2	ζ	1.3	0.9	0.8	0.6	0.5	 $\zeta = 1.4$																
$w_2/w_1 = 0.4$	0.6	0.8	1.0	2.0	3.0																																												
$\alpha = 60^\circ$	5.0	2.2	1.3	0.8	0.5	0.6																																											
$\alpha = 45^\circ$	3.5	1.3	0.7	0.4	0.4	0.5																																											
$R/D = 0.5$	0.75	1	1.5	2																																													
ζ	1.3	0.9	0.8	0.6	0.5																																												
Свободное всасывание  $\zeta = 0.9$ 0.6 $\zeta = 1.25$ 0.7	 <table> <tr> <td>$R/D = 0.25$</td><td>0.5</td><td>0.75</td><td>1.0</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>0.2</td><td>0.1</td><td>0.05</td><td>0.05</td></tr> </table>	$R/D = 0.25$	0.5	0.75	1.0	ζ	0.2	0.1	0.05	0.05	 <table> <tr> <td>$\alpha = 15^\circ$</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90°</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>0.5</td><td>0.3</td><td>0.3</td><td>0.4</td><td>0.7</td></tr> </table>	$\alpha = 15^\circ$	30	45	60	90°	ζ	0.5	0.3	0.3	0.4	0.7																											
$R/D = 0.25$	0.5	0.75	1.0																																														
ζ	0.2	0.1	0.05	0.05																																													
$\alpha = 15^\circ$	30	45	60	90°																																													
ζ	0.5	0.3	0.3	0.4	0.7																																												
Расширение  <table> <tr> <td>$A_1/A_2 = 0$</td><td>0.2</td><td>0.4</td><td>0.6</td><td>0.8</td><td>1.0</td></tr> <tr> <td>rapporto a F_1</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr> <td>ζ_1</td><td>1.0</td><td>0.7</td><td>0.4</td><td>0.2</td><td>0.1</td><td>0</td></tr> </table>	$A_1/A_2 = 0$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	rapporto a F_1						ζ_1	1.0	0.7	0.4	0.2	0.1	0	значения ζ_1 <table> <tr> <td>A_1/A_2</td><td>$\alpha = 5^\circ$</td><td>7.5</td><td>10</td><td>15</td><td>20</td><td>>30</td></tr> <tr> <td>$f = 0.5$</td><td>0.07</td><td>0.09</td><td>0.13</td><td>0.21</td><td>0.27</td><td>0.28</td></tr> <tr> <td>0.33</td><td>0.11</td><td>0.16</td><td>0.22</td><td>0.36</td><td>0.48</td><td>0.50</td></tr> <tr> <td>0.25</td><td>0.13</td><td>0.20</td><td>0.28</td><td>0.46</td><td>0.62</td><td>0.63</td></tr> </table>	A_1/A_2	$\alpha = 5^\circ$	7.5	10	15	20	>30	$f = 0.5$	0.07	0.09	0.13	0.21	0.27	0.28	0.33	0.11	0.16	0.22	0.36	0.48	0.50	0.25	0.13	0.20	0.28	0.46	0.62	0.63	 $\zeta = 1.0$
$A_1/A_2 = 0$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0																																												
rapporto a F_1																																																	
ζ_1	1.0	0.7	0.4	0.2	0.1	0																																											
A_1/A_2	$\alpha = 5^\circ$	7.5	10	15	20	>30																																											
$f = 0.5$	0.07	0.09	0.13	0.21	0.27	0.28																																											
0.33	0.11	0.16	0.22	0.36	0.48	0.50																																											
0.25	0.13	0.20	0.28	0.46	0.62	0.63																																											
Сужение  <table> <tr> <td>$A_2/A_1 = 0$</td><td>0.2</td><td>0.4</td><td>0.6</td><td>0.8</td><td>1.0</td></tr> <tr> <td>ζ_2</td><td>0.6</td><td>0.45</td><td>0.3</td><td>0.2</td><td>0.1</td><td>0</td></tr> </table>	$A_2/A_1 = 0$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	ζ_2	0.6	0.45	0.3	0.2	0.1	0	 $\alpha = 10^\circ \dots 45^\circ$ <table> <tr> <td>$A_2/A_1 = 0.2$</td><td>0.4</td><td>0.6</td><td>0.8</td><td>1.0</td></tr> <tr> <td>ζ_2</td><td>0.08</td><td>0.08</td><td>0.06</td><td>0.02</td><td>0</td></tr> </table>	$A_2/A_1 = 0.2$	0.4	0.6	0.8	1.0	ζ_2	0.08	0.08	0.06	0.02	0	диафрагма  <table> <tr> <td>$A_1/A_2 = 0.9$</td><td>0.8</td><td>0.7</td><td>0.6</td><td>0.5</td><td>0.4</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>0.06</td><td>0.28</td><td>0.78</td><td>1.82</td><td>3.8</td><td>8.1</td></tr> </table>	$A_1/A_2 = 0.9$	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	ζ	0.06	0.28	0.78	1.82	3.8	8.1										
$A_2/A_1 = 0$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0																																												
ζ_2	0.6	0.45	0.3	0.2	0.1	0																																											
$A_2/A_1 = 0.2$	0.4	0.6	0.8	1.0																																													
ζ_2	0.08	0.08	0.06	0.02	0																																												
$A_1/A_2 = 0.9$	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4																																												
ζ	0.06	0.28	0.78	1.82	3.8	8.1																																											
 <table> <tr> <td>$\alpha = 0^\circ$</td><td>30°</td><td>45°</td><td>60°</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>1</td><td>1.5</td><td>3.5</td><td>8</td></tr> </table>	$\alpha = 0^\circ$	30°	45°	60°	ζ	1	1.5	3.5	8	 <table> <tr> <td>$h/D = 0.2$</td><td>0.4</td><td>0.6</td><td>0.8</td><td>1.0</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>1.6</td><td>1.2</td><td>1.05</td><td>1.0</td></tr> </table>	$h/D = 0.2$	0.4	0.6	0.8	1.0	ζ	1.6	1.2	1.05	1.0	 $R/D = 0.5$ <table> <tr> <td>$h/D = 0.1$</td><td>0.2</td><td>0.4</td><td>0.6</td><td>0.8</td><td>1.0</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>0.7</td><td>0.4</td><td>0.7</td><td>0.8</td><td>0.8</td><td>0.8</td></tr> </table>	$h/D = 0.1$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	ζ	0.7	0.4	0.7	0.8	0.8	0.8															
$\alpha = 0^\circ$	30°	45°	60°																																														
ζ	1	1.5	3.5	8																																													
$h/D = 0.2$	0.4	0.6	0.8	1.0																																													
ζ	1.6	1.2	1.05	1.0																																													
$h/D = 0.1$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0																																												
ζ	0.7	0.4	0.7	0.8	0.8	0.8																																											

Листы с отверстиями								
Свободное сечение в %	10	20	30	40	50	60	70	80
ζ для $w = 0.5$ м/с	110	30	12	6	3.6	2.3	1.8	1.4
в отношении к общему сечению	120	33	13	6.8	4.1	2.7	2.1	1.6
сечению	128	36	14.5	7.4	4.6	3.0	2.3	1.8
	134	39	15.5	7.8	4.9	3.2	2.5	1.9
	140	40	16.5	8.3	5.2	3.4	2.6	2.0
	146	41	17.5	8.6	5.5	3.7	2.8	2.1

для решёток значения ζ делятся примерно пополам

5.3.4 Распределённые потери давления в трубопроводах для жидкого и газообразного топлива



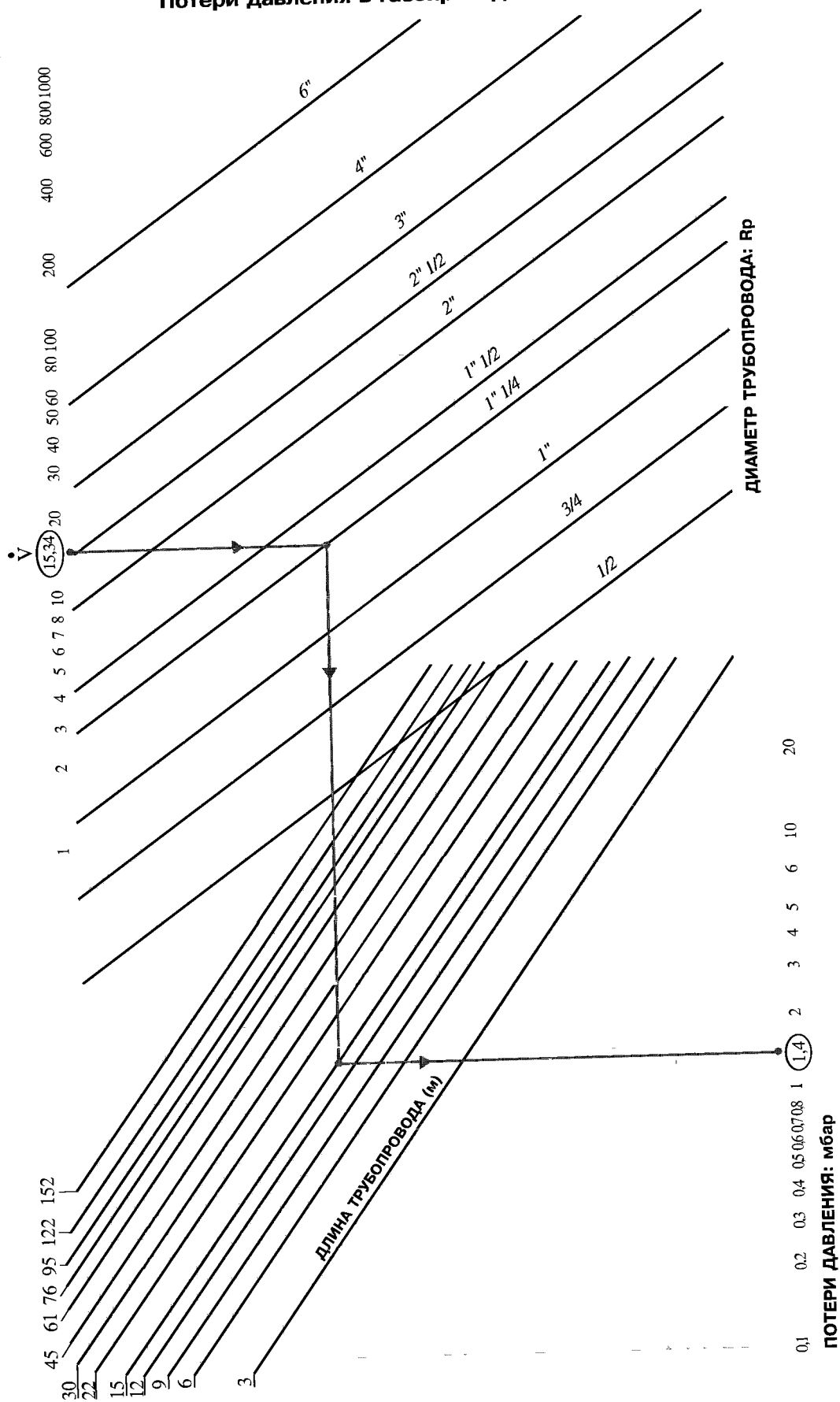
ЛЕГЕНДА

- 1) Найдите на горизонтальной оси, на верхней грани квадрата "1" нужный расход топлива
- 2) Опуститесь по вертикальной линии вниз до тех пор, пока не пересечёте наклонную линию, находящуюся в квадрате "2", соответствующую вязкости топлива при стандартной температуре. приведены две шкалы, в сСт и в °Е.
- 3) Из точки пересечения идите по горизонтали влево, до тех пор, пока не пересечёте в квадрате "3" наклонную линию, соответствующую длине трубопровода.
- 4) Из точки пересечения поднимайтесь вертикально вверх до тех пор, пока не пересечёте в квадрате "4" наклонные линии, соответствующие различным значениям потерь давления в метрах водяного столба.
- 5) Из этой точки можно продолжить путь двумя способами. Либо это будет фиксированное максимальное значение потерь давления, - тогда из точки пересечения с наклонной линией надо по горизонтали опуститься до вертикальной оси квадрата "1", и это будет диаметр трубопровода (приведены как миллиметры, так и дюймы). Либо по обратной схеме, зная диаметр трубопровода можно определить потери давления.

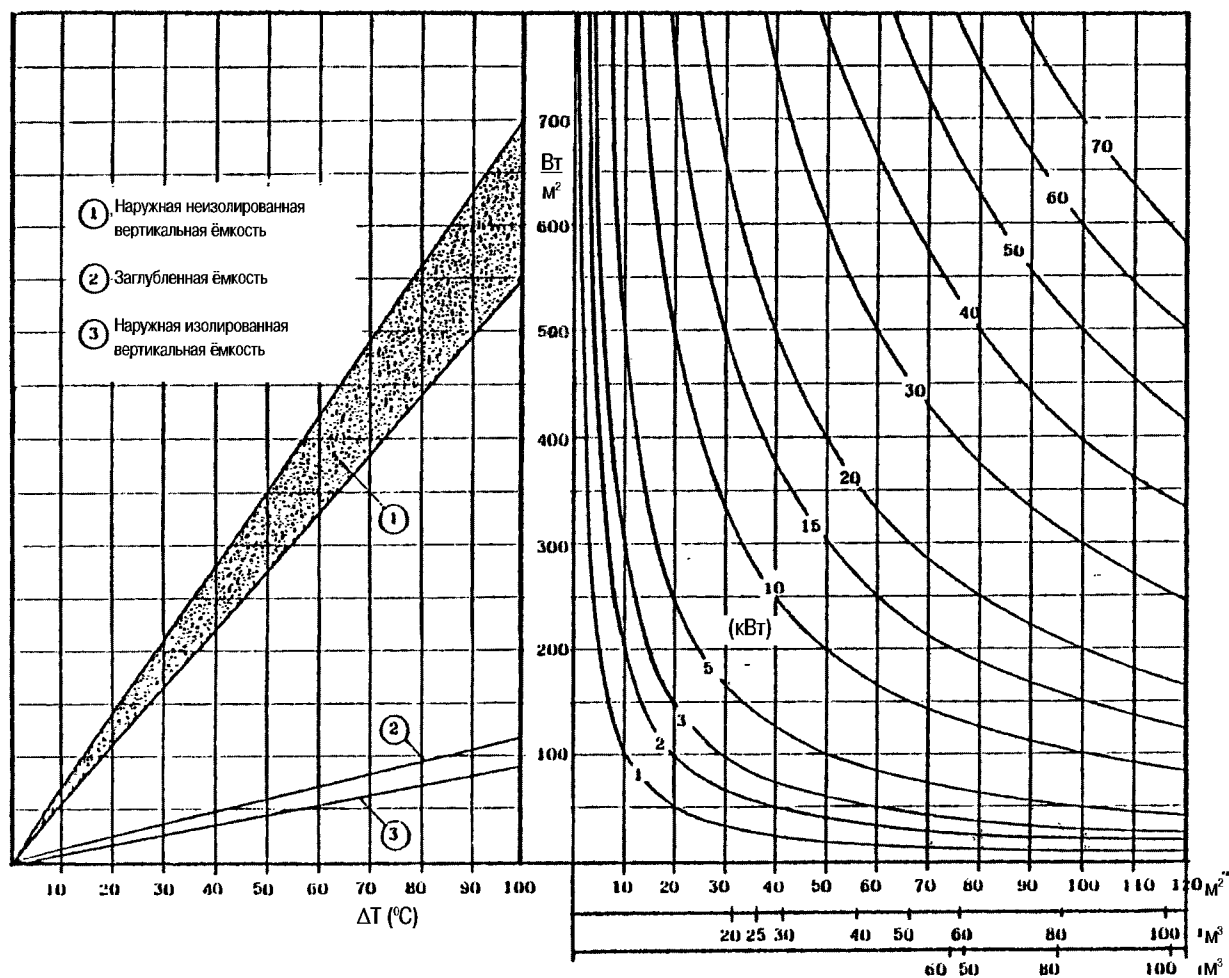
Потери давления в газопроводах

$$\dot{V} = \frac{\text{Расход газа [Нм}^3\text{/ч]}}{f}$$

$$f = \begin{cases} 1 & \text{природный газ} \\ 1,18 & \text{сжиженный} \\ & \text{нефтяной газ} \end{cases}$$



5.3.5 Потери тепла в ёмкостях с мазутом

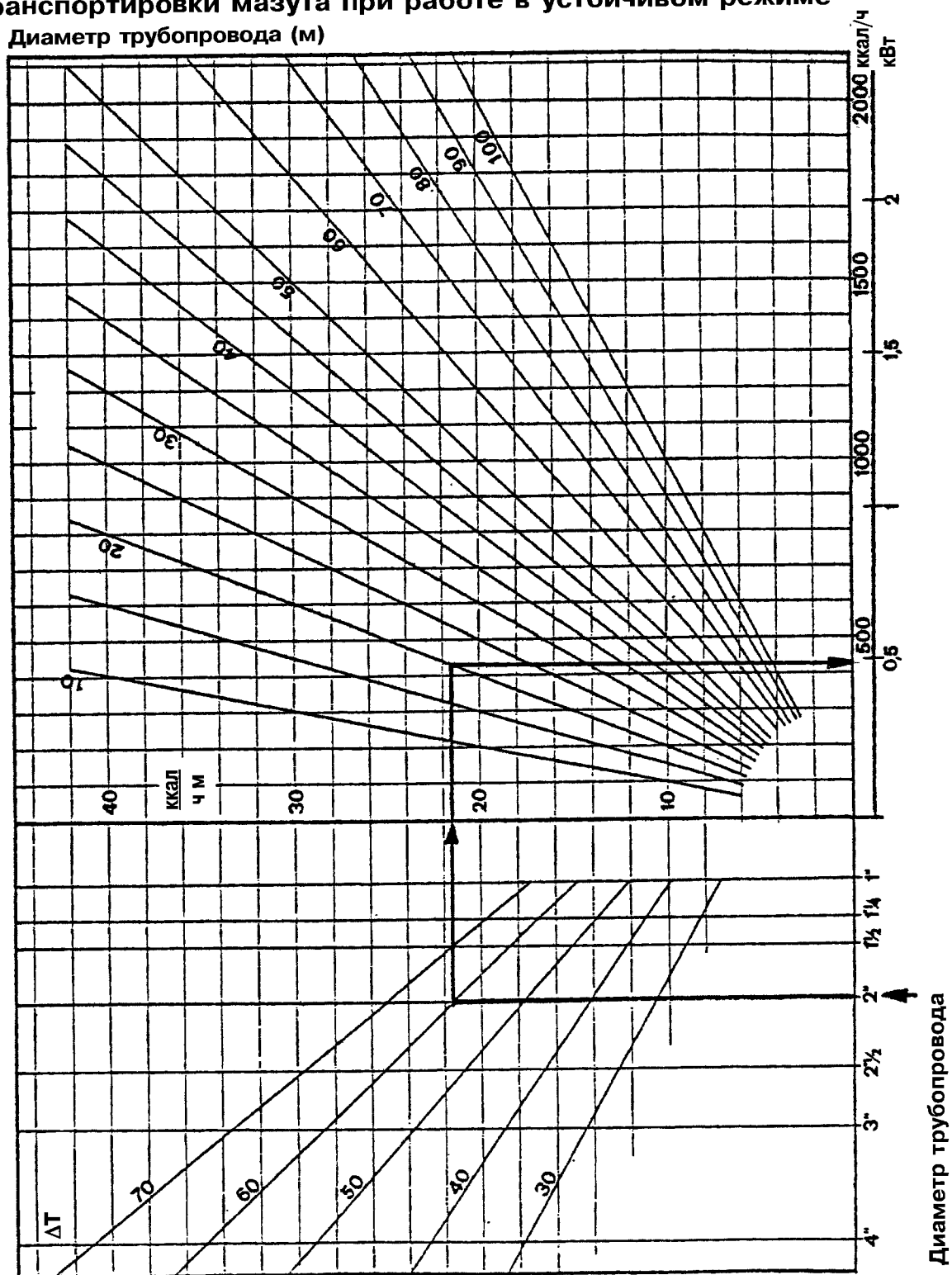


ЛЕГЕНДА

- 1) Найдите на левой горизонтальной оси предполагаемое значение ΔT (разница между температурой мазута и минимально возможной температурой на улице), прочертите вертикальную линию до пересечения с наклонной линией, соответствующей типу ёмкости с мазутом. Область 1 соответствует вертикальной ёмкости без теплоизоляции, линия 2 соответствует горизонтальной ёмкости, заглублённой в землю, линия 3 соответствует вертикальным ёмкостям с теплоизоляцией.
- 2) Из точки пересечения продолжите линию по горизонтали вправо, и на вертикальной оси найдите теплотери через стенки ёмкости на 1 м² внешней поверхности стенок.
- 3) Когда вы подсчитаете площадь поверхности внешних стенок ёмкости, найдите это значение на правой горизонтальной оси. Если это значение неизвестно, воспользуйтесь нижней шкалой, на которой отложены объёмы для вертикальных и горизонтальных ёмкостей.
- 4) Прочертите вертикальную линию до пересечения с горизонтальной линией, которую мы определили перед этим и которая соответствует тепловым потерям на 1 м² поверхности стенок ёмкости.
- 5) Линия, соответствующая их точке пересечения, определяет теплотери ёмкости, когда та полностью заполнена подогретым мазутом.

5.3.6 Компенсация потерь тепла в трубопроводах для транспортировки мазута при работе в устойчивом режиме

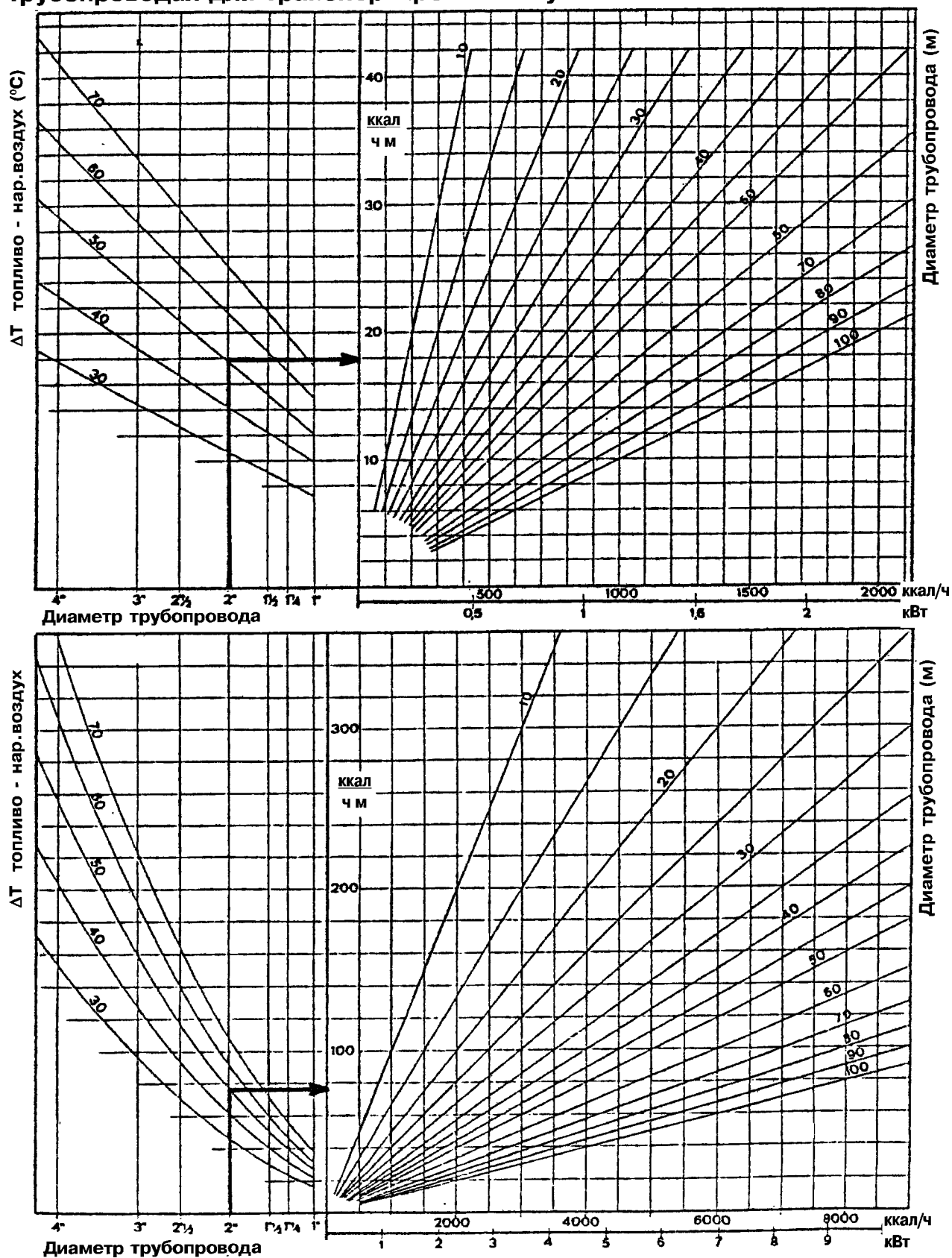
Диаметр трубопровода (м)



ЛЕГЕНДА

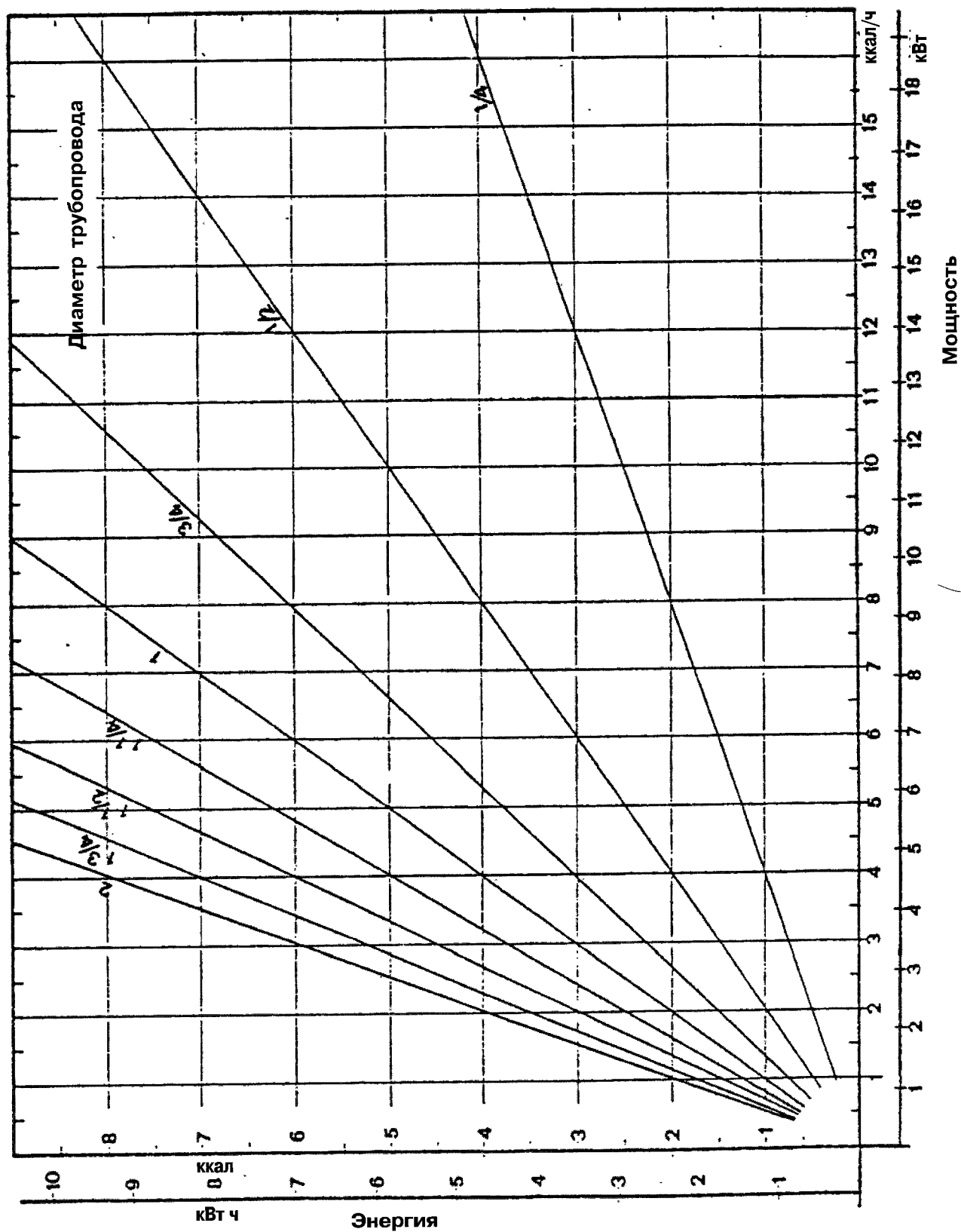
- 1) Найдите на левой горизонтальной оси диаметр трубопровода;
- 2) Прочертите вертикальную линию до пересечения с наклонной линией, соответствующей проектной ΔT - разнице температуры мазута и уличной температуры;
- 3) Из этой точки пересечения проведите вправо горизонтальную линию и на вертикальной оси найдите значение теплотерь на 1 метр трубопровода;
- 4) Проведите горизонтальную линию до пересечения с наклонной линией, соответствующей длине трубопровода;
- 5) Опустите вертикальную линию и на правой горизонтальной оси вы увидите общую требуемую мощность подогрева.

5.3.7 Расчёт общей мощности для компенсации потерь тепла в трубопроводах для транспортировке мазута



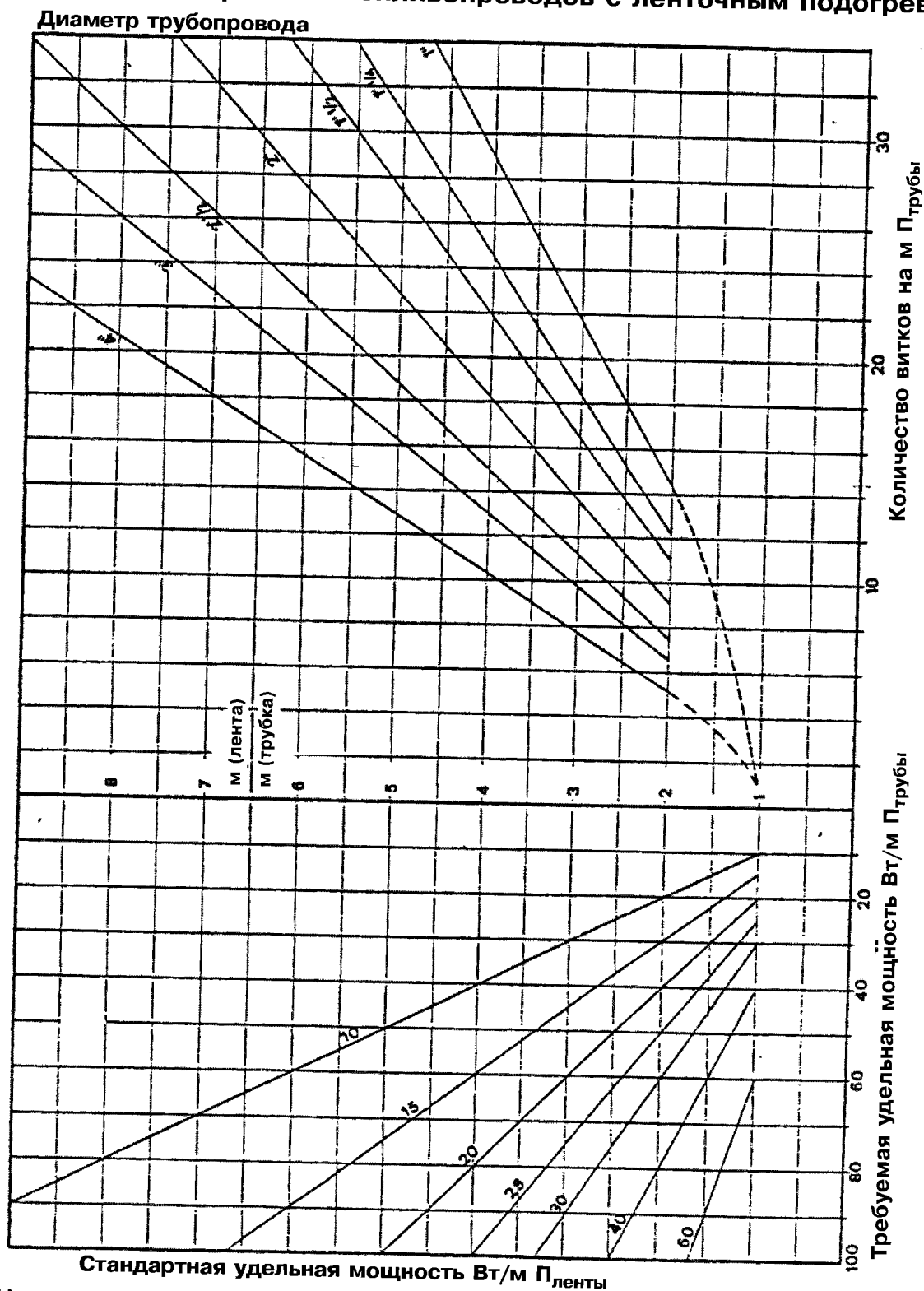
ЗАМЕЧАНИЕ: Нижний график, который похож на верхний с функциональной точки зрения, позволяет рассчитать количество теплоты, которое требуется системе с подогревом мазута, для выхода на устойчивый рабочий режим.

5.3.8 График расчёта перехода от количества тепла к мощности для вывода системы транспортировки мазута на рабочий режим



ЗАМЕЧАНИЕ: Зная количество теплоты, необходимое для выхода в устойчивый рабочий режим, с помощью этих графиков можно рассчитать мощность, которая зависит от времени разогрева (оно представлено в часах в виде наклонных линий).

5.3.9 График для расчёта топливопроводов с ленточным подогревом



ЛЕГЕНДА

- 1) Найдите на левой горизонтальной оси мощность, необходимую для 1 метра топливопровода;
- 2) Прочертите вертикальную линию до пересечения с наклонной линией, соответствующей погонной мощности, производимой греющей лентой;
- 3) Из этой точки пересечения проведите вправо горизонтальную линию и на вертикальной оси найдите длину ленты на 1 метр топливопровода;
- 4) Проведите горизонтальную линию до пересечения с наклонной линией, соответствующей диаметру топливопровода;
- 5) Опустите вертикальную линию и на правой горизонтальной оси вы увидите приблизительное количество витков ленты на 1 метре топливопровода.

5.3.11 Корректирующие коэффициенты при считывании расхода газа со счётчика

Корректирующие коэффициенты при считывании расхода газа со счётчика (атмосферное давление 1013 мбар)

Р _{газа} (°C)	Температура газа (°C)															
	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
0	1,0000	0,9927	0,9856	0,9785	0,9715	0,9647	0,9579	0,9512	0,9447	0,9382	0,9318	0,9255	0,9192	0,9131	0,9070	0,9010
10	1,0099	1,0025	0,9953	0,9882	0,9811	0,9742	0,9674	0,9606	0,9540	0,9474	0,9410	0,9346	0,9283	0,9221	0,9160	0,9099
20	1,0197	1,0123	1,0050	0,9978	0,9907	0,9837	0,9768	0,9700	0,9633	0,9567	0,9502	0,9437	0,9374	0,9311	0,9249	0,9188
30	1,0296	1,0221	1,0148	1,0075	1,0003	0,9933	0,9863	0,9794	0,9726	0,9660	0,9594	0,9529	0,9465	0,9401	0,9339	0,9277
40	1,0395	1,0319	1,0245	1,0171	1,0099	1,0028	0,9957	0,9888	0,9820	0,9752	0,9686	0,9620	0,9555	0,9491	0,9428	0,9366
50	1,0494	1,0417	1,0342	1,0268	1,0195	1,0123	1,0052	0,9982	0,9913	0,9845	0,9778	0,9711	0,9646	0,9582	0,9518	0,9455
60	1,0592	1,0515	1,0439	1,0365	1,0291	1,0218	1,0147	1,0076	1,0006	0,9937	0,9870	0,9803	0,9737	0,9672	0,9607	0,9544
70	1,0691	1,0613	1,0537	1,0461	1,0387	1,0313	1,0241	1,0170	1,0099	1,0030	0,9962	0,9894	0,9828	0,9762	0,9697	0,9633
80	1,0790	1,0711	1,0634	1,0558	1,0483	1,0409	1,0336	1,0264	1,0193	1,0123	1,0054	0,9985	0,9918	0,9852	0,9787	0,9722
90	1,0888	1,0809	1,0731	1,0654	1,0579	1,0504	1,0430	1,0358	1,0286	1,0215	1,0146	1,0077	1,0009	0,9942	0,9876	0,9811
100	1,0987	1,0907	1,0829	1,0751	1,0675	1,0599	1,0525	1,0451	1,0379	1,0308	1,0238	1,0168	1,0100	1,0032	0,9966	0,9900
110	1,1086	1,1005	1,0926	1,0848	1,0770	1,0694	1,0619	1,0545	1,0472	1,0401	1,0330	1,0260	1,0191	1,0122	1,0055	0,9989
120	1,1185	1,1103	1,1023	1,0944	1,0866	1,0790	1,0714	1,0639	1,0566	1,0493	1,0422	1,0351	1,0281	1,0213	1,0145	1,0078
130	1,1283	1,1201	1,1120	1,1041	1,0962	1,0885	1,0808	1,0733	1,0659	1,0586	1,0514	1,0442	1,0372	1,0303	1,0234	1,0167
140	1,1382	1,1299	1,1218	1,1137	1,1058	1,0980	1,0903	1,0827	1,0752	1,0678	1,0606	1,0534	1,0463	1,0393	1,0324	1,0256
150	1,1481	1,1397	1,1315	1,1234	1,1154	1,1075	1,0998	1,0921	1,0845	1,0771	1,0697	1,0625	1,0553	1,0483	1,0413	1,0345
160	1,1579	1,1495	1,1412	1,1331	1,1250	1,1171	1,1092	1,1015	1,0939	1,0864	1,0789	1,0716	1,0644	1,0573	1,0503	1,0434
170	1,1678	1,1593	1,1510	1,1427	1,1346	1,1266	1,1187	1,1109	1,1032	1,0956	1,0881	1,0808	1,0735	1,0663	1,0592	1,0522
180	1,1777	1,1691	1,1607	1,1524	1,1442	1,1361	1,1281	1,1203	1,1125	1,1049	1,0973	1,0899	1,0826	1,0753	1,0682	1,0611
190	1,1876	1,1789	1,1704	1,1620	1,1538	1,1456	1,1376	1,1297	1,1218	1,1141	1,1065	1,0990	1,0916	1,0843	1,0771	1,0700
200	1,1974	1,1887	1,1802	1,1717	1,1634	1,1551	1,1470	1,1391	1,1312	1,1234	1,1157	1,1082	1,1007	1,0934	1,0861	1,0789
210	1,2073	1,1985	1,1899	1,1814	1,1730	1,1647	1,1565	1,1484	1,1405	1,1327	1,1249	1,1173	1,1098	1,1024	1,0951	1,0878
220	1,2172	1,2083	1,1996	1,1910	1,1825	1,1742	1,1660	1,1578	1,1498	1,1419	1,1341	1,1265	1,1189	1,1114	1,1040	1,0967
230	1,2270	1,2181	1,2093	1,2007	1,1921	1,1837	1,1754	1,1672	1,1592	1,1512	1,1433	1,1356	1,1279	1,1204	1,1130	1,1056
240	1,2369	1,2279	1,2191	1,2103	1,2017	1,1932	1,1849	1,1766	1,1685	1,1604	1,1525	1,1447	1,1370	1,1294	1,1219	1,1145
250	1,2468	1,2377	1,2288	1,2200	1,2113	1,2028	1,1943	1,1860	1,1778	1,1697	1,1617	1,1539	1,1461	1,1384	1,1309	1,1234
260	1,2567	1,2475	1,2385	1,2297	1,2209	1,2123	1,2038	1,1954	1,1871	1,1790	1,1709	1,1630	1,1552	1,1474	1,1398	1,1323
270	1,2665	1,2573	1,2483	1,2393	1,2305	1,2218	1,2132	1,2048	1,1965	1,1882	1,1801	1,1721	1,1642	1,1565	1,1488	1,1412
280	1,2764	1,2671	1,2580	1,2490	1,2401	1,2313	1,2227	1,2142	1,2058	1,1975	1,1893	1,1813	1,1733	1,1655	1,1577	1,1501
290	1,2863	1,2769	1,2677	1,2586	1,2497	1,2409	1,2321	1,2236	1,2151	1,2068	1,1985	1,1904	1,1824	1,1745	1,1667	1,1590
300	1,2962	1,2867	1,2774	1,2683	1,2593	1,2504	1,2416	1,2330	1,2244	1,2160	1,2077	1,1995	1,1915	1,1835	1,1756	1,1679
310	1,3060	1,2965	1,2872	1,2780	1,2689	1,2599	1,2511	1,2423	1,2338	1,2253	1,2169	1,2087	1,2005	1,1925	1,1846	1,1768
320	1,3159	1,3063	1,2969	1,2876	1,2785	1,2694	1,2605	1,2517	1,2431	1,2345	1,2261	1,2178	1,2096	1,2015	1,1935	1,1857
330	1,3258	1,3161	1,3066	1,2973	1,2880	1,2789	1,2700	1,2611	1,2524	1,2438	1,2353	1,2269	1,2187	1,2105	1,2025	1,1946
340	1,3356	1,3259	1,3164	1,3069	1,2976	1,2885	1,2794	1,2705	1,2617	1,2531	1,2445	1,2361	1,2278	1,2196	1,2115	1,2035
350	1,3455	1,3357	1,3261	1,3166	1,3072	1,2980	1,2889	1,2799	1,2711	1,2623	1,2537	1,2452	1,2368	1,2286	1,2204	1,2124
360	1,3554	1,3455	1,3358	1,3262	1,3168	1,3075	1,2983	1,2893	1,2804	1,2716	1,2629	1,2544	1,2459	1,2376	1,2294	1,2213
370	1,3653	1,3553	1,3455	1,3359	1,3264	1,3170	1,3078	1,2987	1,2897	1,2808	1,2721	1,2635	1,2550	1,2466	1,2383	1,2301
380	1,3751	1,3651	1,3553	1,3456	1,3360	1,3266	1,3173	1,3081	1,2990	1,2901	1,2813	1,2726	1,2641	1,2556	1,2473	1,2390
390	1,3850	1,3749	1,3650	1,3552	1,3456	1,3361	1,3267	1,3175	1,3084	1,2994	1,2905	1,2818	1,2731	1,2646	1,2562	1,2479
400	1,3949	1,3847	1,3747	1,3649	1,3552	1,3456	1,3362	1,3269	1,3177	1,3086	1,2997	1,2909	1,2822	1,2736	1,2652	1,2568
410	1,4047	1,3945	1,3845	1,3745	1,3648	1,3551	1,3456	1,3363	1,3270	1,3179	1,3089	1,3000	1,2913	1,2826	1,2741	1,2657
420	1,4146	1,4043	1,3942	1,3842	1,3744	1,3647	1,3551	1,3456	1,3363	1,3272	1,3181	1,3092	1,3004	1,2917	1,2831	1,2746
430	1,4245	1,4141	1,4039	1,3939	1,3839	1,3742	1,3645	1,3550	1,3457	1,3364	1,3273	1,3183	1,3094	1,3007	1,2920	1,2835
440	1,4344	1,4239	1,4137	1,4035	1,3935	1,3837	1,3740	1,3644	1,3550	1,3457	1,3365	1,3274	1,3185	1,3097	1,3010	1,2924
450	1,4442	1,4337	1,4234	1,4132	1,4031	1,3932	1,3834	1,3738	1,3643	1,3549	1,3457	1,3366	1,3276	1,3187	1,3099	1,3013
460	1,4541	1,4435	1,4331	1,4228	1,4127	1,4027	1,3929	1,3832	1,3736	1,3642	1,3549	1,3457	1,3367	1,3277	1,3189	1,3102
470	1,4640	1,4533	1,4428	1,4325	1,4223	1,4123	1,4024	1,3926	1,3830	1,3735	1,3641	1,3548	1,3457	1,3367	1,3279	1,3191
480	1,4738	1,4631	1,4526	1,4422	1,4319	1,4218	1,4118	1,4020	1,3923	1,3827	1,3733	1,3640	1,3548	1,3457	1,3368	1,3280
490	1,4837	1,4729	1,4623	1,4518	1,4415	1,4313	1,4213	1,4114	1,4016	1,3920	1,3825	1,3731	1,3639	1,3548	1,3458	1,3369
500	1,4936	1,4827	1,4720	1,4615	1,4511	1,4408	1,4307	1,4208	1,4109	1,4012	1,3917	1,3823	1,3730	1,3638	1,3547	1,3458
510	1,5035	1,4925	1,4818	1,4711	1,4607	1,4504	1,4402	1,4302	1,4203	1,4105	1,4009	1,3914	1,3820	1,3728	1,3637	1,3547
520	1,5133	1,5023	1,4915	1,4808	1,4703	1,4599	1,4496	1,4395	1,4296	1,4198	1,4101	1,4005	1,3911	1,3818	1,3726	1,3636
530	1,5232	1,5121	1,5012	1,4905	1,4799	1,4694	1,4591	1,4489	1,4389	1,4290	1,4193	1,4097	1,4002	1,3908	1,3816	1,3725
540	1,5331	1,5219	1,5109	1,5001	1,4894	1,4789	1,4686	1,4583	1,4482	1,4383	1,4285	1,4188	1,4092	1,3998	1,3905	1,3814
550	1,5429	1,5317	1,5207	1,5098	1,4990	1,4884	1,4780	1,4677	1,4576	1,4476	1,4377	1,4279	1,4183	1,4088	1,3995	1,3903
560	1,5528	1,5415	1,5304	1,5194	1,5086	1,4980	1,4875	1,4771	1,4669	1,4568	1,4469	1,4371	1,4274	1,4179	1,4084	1,3991
570	1,5627	1,5513	1,5401	1,5291	1,5182	1,5075	1,4969	1,4865	1,4762	1,4661	1,4561	1,4462	1,4365	1,4269	1,4174	1,4080
580	1,5726	1,5611	1,5499	1,5388	1,5278	1,5170	1,5064	1,4959	1,4855	1,4753	1,4653	1,4553	1,4455	1,4359	1,4263	1,4169
590	1,5824	1,5709	1,5596	1,5484	1,5374	1,5265	1,5158	1,5053	1,4949	1,4846	1,4745	1,4645	1,4546	1,4449	1,4353	1,4258
600	1,5923	1,5807	1,5693	1,5581	1,5470	1,5361	1,5253	1,5147	1,5042	1,4939	1,4837	1,4736	1,4637	1,4539	1,4443	1,4347
610	1,6022	1,5905	1,5790	1,5677	1,5566	1,5456	1,5347	1,5241	1,5135	1,5031	1,4929	1,4827	1,4728	1,4629	1,4532	1,4436
620	1,6120	1,6003	1,5888	1,5774	1,5662	1,5551	1,5442	1,5334	1,5228	1,5124	1,5021	1,4919	1,4818	1,4719	1,4622	1,4525
630	1,6219	1,6101	1													

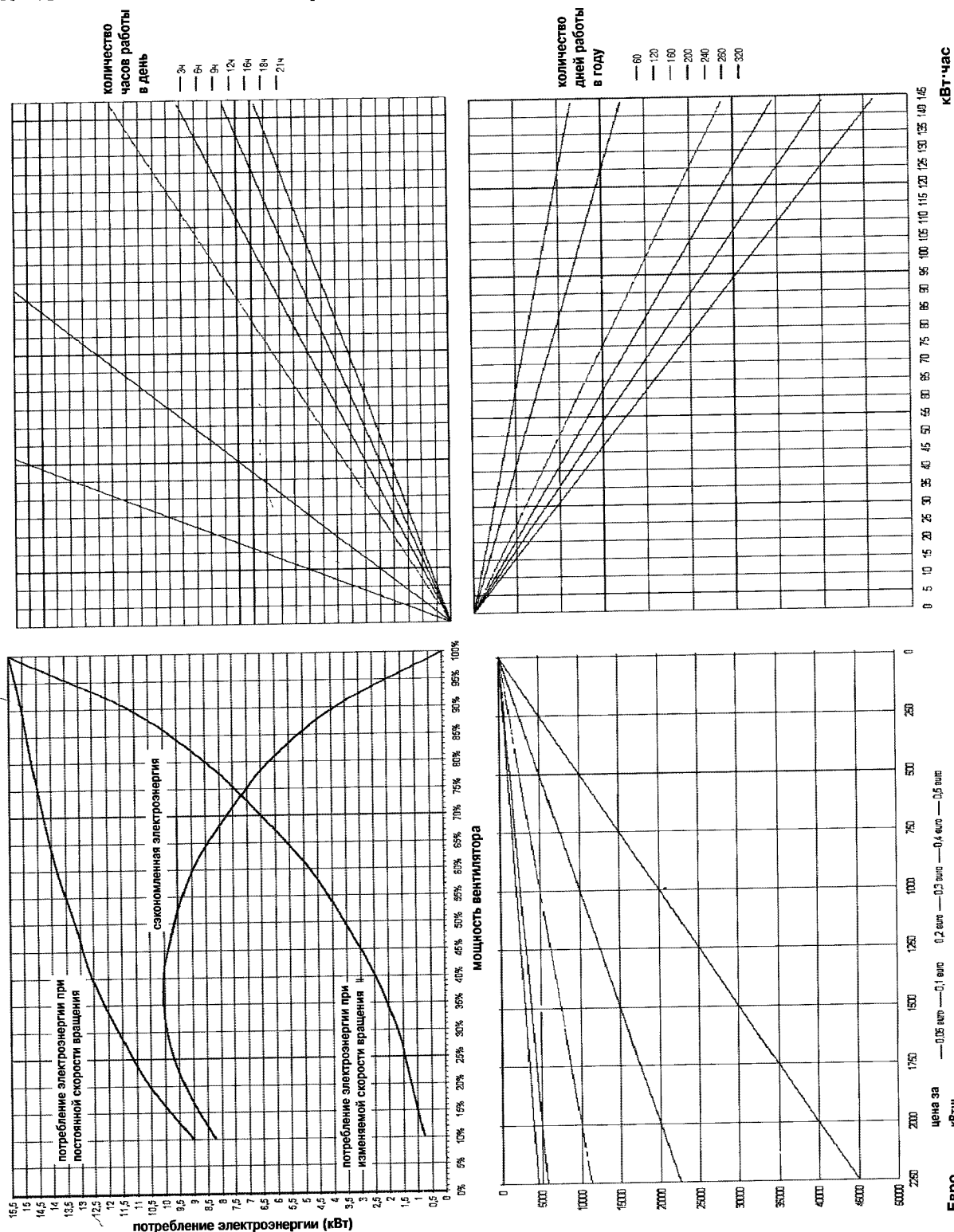
Корректирующие коэффициенты при считывании расхода газа со счётчика (атмосферное давление 1013 мбар)

P _{газа} (°C)	Температура газа (°C)															
	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
650	1,6417	1,6297	1,6180	1,6064	1,5949	1,5837	1,5726	1,5616	1,5508	1,5402	1,5297	1,5193	1,5091	1,4990	1,4890	1,4792
660	1,6515	1,6395	1,6277	1,6160	1,6045	1,5932	1,5820	1,5710	1,5601	1,5494	1,5389	1,5284	1,5181	1,5080	1,4980	1,4881
670	1,6614	1,6493	1,6374	1,6257	1,6141	1,6027	1,5915	1,5804	1,5695	1,5587	1,5481	1,5376	1,5272	1,5170	1,5069	1,4970
680	1,6713	1,6591	1,6472	1,6354	1,6237	1,6122	1,6009	1,5898	1,5788	1,5679	1,5573	1,5467	1,5363	1,5260	1,5159	1,5059
690	1,6811	1,6689	1,6569	1,6450	1,6333	1,6218	1,6104	1,5992	1,5881	1,5772	1,5664	1,5558	1,5454	1,5350	1,5248	1,5148
700	1,6910	1,6787	1,6666	1,6547	1,6429	1,6313	1,6199	1,6086	1,5974	1,5865	1,5756	1,5650	1,5544	1,5440	1,5338	1,5237
710	1,7009	1,6885	1,6763	1,6643	1,6525	1,6408	1,6293	1,6180	1,6068	1,5957	1,5848	1,5741	1,5635	1,5531	1,5427	1,5326
720	1,7108	1,6983	1,6861	1,6740	1,6621	1,6503	1,6388	1,6274	1,6161	1,6050	1,5940	1,5832	1,5726	1,5621	1,5517	1,5415
730	1,7206	1,7081	1,6958	1,6836	1,6717	1,6599	1,6482	1,6367	1,6254	1,6143	1,6032	1,5924	1,5817	1,5711	1,5607	1,5504
740	1,7305	1,7179	1,7055	1,6933	1,6813	1,6694	1,6577	1,6461	1,6347	1,6235	1,6124	1,6015	1,5907	1,5801	1,5696	1,5593
750	1,7404	1,7277	1,7153	1,7030	1,6909	1,6789	1,6671	1,6555	1,6441	1,6328	1,6216	1,6107	1,5998	1,5891	1,5786	1,5681
760	1,7502	1,7375	1,7250	1,7126	1,7004	1,6884	1,6766	1,6649	1,6534	1,6420	1,6308	1,6198	1,6089	1,5981	1,5875	1,5770
770	1,7601	1,7473	1,7347	1,7223	1,7100	1,6980	1,6860	1,6743	1,6627	1,6513	1,6400	1,6289	1,6180	1,6071	1,5965	1,5859
780	1,7700	1,7571	1,7444	1,7319	1,7196	1,7075	1,6955	1,6837	1,6720	1,6606	1,6492	1,6381	1,6270	1,6162	1,6054	1,5948
790	1,7799	1,7669	1,7542	1,7416	1,7292	1,7170	1,7050	1,6931	1,6814	1,6698	1,6584	1,6472	1,6361	1,6252	1,6144	1,6037
800	1,7897	1,7767	1,7639	1,7513	1,7388	1,7265	1,7144	1,7025	1,6907	1,6791	1,6676	1,6563	1,6452	1,6342	1,6233	1,6126
810	1,7996	1,7865	1,7736	1,7609	1,7484	1,7360	1,7239	1,7119	1,7000	1,6883	1,6768	1,6655	1,6543	1,6432	1,6323	1,6215
820	1,8095	1,7963	1,7834	1,7706	1,7580	1,7456	1,7333	1,7213	1,7094	1,6976	1,6860	1,6746	1,6633	1,6522	1,6412	1,6304
830	1,8193	1,8061	1,7931	1,7802	1,7676	1,7551	1,7428	1,7306	1,7187	1,7069	1,6952	1,6837	1,6724	1,6612	1,6502	1,6393
840	1,8292	1,8159	1,8028	1,7899	1,7772	1,7646	1,7522	1,7400	1,7280	1,7161	1,7044	1,6929	1,6815	1,6702	1,6591	1,6482
850	1,8391	1,8257	1,8125	1,7996	1,7868	1,7741	1,7617	1,7494	1,7373	1,7254	1,7136	1,7020	1,6906	1,6793	1,6681	1,6571
860	1,8490	1,8355	1,8223	1,8092	1,7964	1,7837	1,7712	1,7588	1,7467	1,7347	1,7228	1,7111	1,6996	1,6883	1,6771	1,6660
870	1,8588	1,8453	1,8320	1,8189	1,8059	1,7932	1,7806	1,7682	1,7560	1,7439	1,7320	1,7203	1,7087	1,6973	1,6860	1,6749
880	1,8687	1,8551	1,8417	1,8285	1,8155	1,8027	1,7901	1,7776	1,7653	1,7532	1,7412	1,7294	1,7178	1,7063	1,6950	1,6838
890	1,8786	1,8649	1,8515	1,8382	1,8251	1,8122	1,7995	1,7870	1,7746	1,7624	1,7504	1,7386	1,7269	1,7153	1,7039	1,6927
900	1,8885	1,8747	1,8612	1,8479	1,8347	1,8218	1,8090	1,7964	1,7840	1,7717	1,7596	1,7477	1,7359	1,7243	1,7129	1,7016
910	1,8983	1,8845	1,8709	1,8575	1,8443	1,8313	1,8184	1,8058	1,7933	1,7810	1,7688	1,7568	1,7450	1,7333	1,7218	1,7105
920	1,9082	1,8943	1,8807	1,8672	1,8539	1,8408	1,8279	1,8152	1,8026	1,7902	1,7780	1,7660	1,7541	1,7423	1,7308	1,7194
930	1,9181	1,9041	1,8904	1,8768	1,8635	1,8503	1,8373	1,8245	1,8119	1,7995	1,7872	1,7751	1,7631	1,7514	1,7397	1,7283
940	1,9279	1,9139	1,9001	1,8865	1,8731	1,8598	1,8468	1,8339	1,8213	1,8087	1,7964	1,7842	1,7722	1,7604	1,7487	1,7371
950	1,9378	1,9237	1,9098	1,8962	1,8827	1,8694	1,8563	1,8433	1,8306	1,8180	1,8056	1,7934	1,7813	1,7694	1,7576	1,7460
960	1,9477	1,9335	1,9196	1,9058	1,8923	1,8789	1,8657	1,8527	1,8399	1,8273	1,8148	1,8025	1,7904	1,7784	1,7666	1,7549
970	1,9576	1,9433	1,9293	1,9155	1,9019	1,8884	1,8752	1,8621	1,8492	1,8365	1,8240	1,8116	1,7994	1,7874	1,7755	1,7638
980	1,9674	1,9531	1,9390	1,9251	1,9114	1,8979	1,8846	1,8715	1,8586	1,8458	1,8332	1,8208	1,8085	1,7964	1,7845	1,7727
990	1,9773	1,9629	1,9488	1,9348	1,9210	1,9075	1,8941	1,8809	1,8679	1,8551	1,8424	1,8299	1,8176	1,8054	1,7935	1,7816
1000	1,9872	1,9727	1,9585	1,9445	1,9306	1,9170	1,9035	1,8903	1,8772	1,8643	1,8516	1,8390	1,8267	1,8145	1,8024	1,7905
1010	1,9970	1,9825	1,9682	1,9541	1,9402	1,9265	1,9130	1,8997	1,8865	1,8736	1,8608	1,8482	1,8357	1,8235	1,8114	1,7994
1020	2,0069	1,9923	1,9779	1,9638	1,9498	1,9360	1,9225	1,9091	1,8959	1,8828	1,8700	1,8573	1,8448	1,8325	1,8203	1,8083
1030	2,0168	2,0021	1,9877	1,9734	1,9594	1,9456	1,9319	1,9185	1,9052	1,8921	1,8792	1,8665	1,8539	1,8415	1,8293	1,8172
1040	2,0267	2,0119	1,9974	1,9831	1,9690	1,9551	1,9414	1,9278	1,9145	1,9014	1,8884	1,8756	1,8630	1,8505	1,8382	1,8261
1050	2,0365	2,0217	2,0071	1,9928	1,9786	1,9646	1,9508	1,9372	1,9238	1,9106	1,8976	1,8847	1,8720	1,8595	1,8472	1,8350
1060	2,0464	2,0315	2,0169	2,0024	1,9882	1,9741	1,9603	1,9466	1,9332	1,9199	1,9068	1,8939	1,8811	1,8685	1,8561	1,8439
1070	2,0563	2,0413	2,0266	2,0121	1,9978	1,9836	1,9697	1,9560	1,9425	1,9291	1,9160	1,9030	1,8902	1,8776	1,8651	1,8528
1080	2,0661	2,0511	2,0363	2,0217	2,0073	1,9932	1,9792	1,9654	1,9518	1,9384	1,9252	1,9121	1,8993	1,8866	1,8740	1,8617
1090	2,0760	2,0609	2,0460	2,0314	2,0169	2,0027	1,9886	1,9748	1,9611	1,9477	1,9344	1,9213	1,9083	1,8956	1,8830	1,8706
1100	2,0859	2,0707	2,0558	2,0410	2,0265	2,0122	1,9981	1,9842	1,9705	1,9569	1,9436	1,9304	1,9174	1,9046	1,8919	1,8795
1110	2,0958	2,0805	2,0655	2,0507	2,0361	2,0217	2,0076	1,9936	1,9798	1,9662	1,9528	1,9395	1,9265	1,9136	1,9009	1,8884
1120	2,1056	2,0903	2,0752	2,0604	2,0457	2,0313	2,0170	2,0030	1,9891	1,9754	1,9620	1,9487	1,9356	1,9226	1,9099	1,8973
1130	2,1155	2,1001	2,0850	2,0700	2,0553	2,0408	2,0265	2,0124	1,9984	1,9847	1,9712	1,9578	1,9446	1,9316	1,9188	1,9061
1140	2,1254	2,1099	2,0947	2,0797	2,0649	2,0503	2,0359	2,0217	2,0078	1,9940	1,9804	1,9669	1,9537	1,9406	1,9278	1,9150
1150	2,1352	2,1197	2,1044	2,0893	2,0745	2,0598	2,0454	2,0311	2,0171	2,0032	1,9896	1,9761	1,9628	1,9497	1,9367	1,9239
1160	2,1451	2,1295	2,1142	2,0990	2,0841	2,0694	2,0548	2,0405	2,0264	2,0125	1,9988	1,9852	1,9719	1,9587	1,9457	1,9328
1170	2,1550	2,1393	2,1239	2,1087	2,0937	2,0789	2,0643	2,0499	2,0357	2,0218	2,0080	1,9944	1,9809	1,9677	1,9546	1,9417
1180	2,1649	2,1491	2,1336	2,1183	2,1033	2,0884	2,0738	2,0593	2,0451	2,0310	2,0172	2,0035	1,9900	1,9767	1,9636	1,9506
1190	2,1747	2,1589	2,1433	2,1280	2,1128	2,0979	2,0832	2,0687	2,0544	2,0403	2,0264	2,0126	1,9991	1,9857	1,9725	1,9595
1200	2,1846	2,1687	2,1531	2,1376	2,1224	2,1074	2,0927	2,0781	2,0637	2,0495	2,0356	2,0218	2,0082	1,9947	1,9815	1,9684
1210	2,1945	2,1785	2,1628	2,1473	2,1320	2,1170	2,1021	2,0875	2,0730	2,0588	2,0448	2,0309	2,0172	2,0037	1,9904	1,9773
1220	2,2043	2,1883	2,1725	2,1570	2,1416	2,1265	2,1116	2,0969	2,0824	2,0681	2,0540	2,0400	2,0263	2,0128	1,9994	1,9862
1230	2,2142	2,1981	2,1823	2,1666	2,1512	2,1360	2,1210	2,1063	2,0917	2,0773	2,0632	2,0492	2,0354	2,0218	2,0083	1,9951
1240	2,2241	2,2079	2,1920	2,1763	2,1608	2,1455	2,1305	2,1157	2,1010	2,0866	2,0723	2,0583	2,0445	2,0308	2,0173	2,0040
1250	2,2340	2,2177	2,2017	2,1859	2,1704	2,1551	2,1399	2,1250	2,1103	2,0958	2,0815	2,0674	2,0535	2,0398	2,0263	2,0129
1260	2,2438	2,2275	2,2114	2,1956	2,1800	2,1646	2,1494	2,1344	2,1197	2,1051	2,0907	2,0766	2,0626	2,0488	2,0352	2,0218
1270	2,2537	2,2373	2,2212	2,2053	2,1896	2,1741	2,1589	2,1438	2,1290	2,1144	2,0999	2,0857	2,0717	2,0578	2,0442	2,0307
1280	2,2636	2,2471	2,2309	2,2149</												

Корректирующие коэффициенты при считывании расхода газа со счётчика (атмосферное давление 1013 мбар)

P газа (°C)	Температура газа (°C)															
	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
1300	2,2833	2,2667	2,2504	2,2342	2,2183	2,2027	2,1872	2,1720	2,1570	2,1422	2,1275	2,1131	2,0989	2,0849	2,0710	2,0574
1310	2,2932	2,2765	2,2601	2,2439	2,2279	2,2122	2,1967	2,1814	2,1663	2,1514	2,1367	2,1223	2,1080	2,0939	2,0800	2,0663
1320	2,3031	2,2863	2,2698	2,2536	2,2375	2,2217	2,2061	2,1908	2,1756	2,1607	2,1459	2,1314	2,1170	2,1029	2,0889	2,0751
1330	2,3129	2,2961	2,2796	2,2632	2,2471	2,2312	2,2156	2,2002	2,1849	2,1699	2,1551	2,1405	2,1261	2,1119	2,0979	2,0840
1340	2,3228	2,3059	2,2893	2,2729	2,2567	2,2408	2,2251	2,2096	2,1943	2,1792	2,1643	2,1497	2,1352	2,1209	2,1068	2,0929
1350	2,3327	2,3157	2,2990	2,2825	2,2663	2,2503	2,2345	2,2189	2,2036	2,1885	2,1735	2,1588	2,1443	2,1299	2,1158	2,1018
1360	2,3425	2,3255	2,3087	2,2922	2,2759	2,2598	2,2440	2,2283	2,2129	2,1977	2,1827	2,1679	2,1533	2,1389	2,1247	2,1107
1370	2,3524	2,3353	2,3185	2,3019	2,2855	2,2693	2,2534	2,2377	2,2222	2,2070	2,1919	2,1771	2,1624	2,1480	2,1337	2,1196
1380	2,3623	2,3451	2,3282	2,3115	2,2951	2,2789	2,2629	2,2471	2,2316	2,2162	2,2011	2,1862	2,1715	2,1570	2,1427	2,1285
1390	2,3722	2,3549	2,3379	2,3212	2,3047	2,2884	2,2723	2,2565	2,2409	2,2255	2,2103	2,1953	2,1806	2,1660	2,1516	2,1374
1400	2,3820	2,3647	2,3477	2,3308	2,3143	2,2979	2,2818	2,2659	2,2502	2,2348	2,2195	2,2045	2,1896	2,1750	2,1606	2,1463
1410	2,3919	2,3745	2,3574	2,3405	2,3238	2,3074	2,2912	2,2753	2,2596	2,2440	2,2287	2,2136	2,1987	2,1840	2,1695	2,1552
1420	2,4018	2,3843	2,3671	2,3502	2,3334	2,3170	2,3007	2,2847	2,2689	2,2533	2,2379	2,2228	2,2078	2,1930	2,1785	2,1641
1430	2,4116	2,3941	2,3768	2,3598	2,3430	2,3265	2,3102	2,2941	2,2782	2,2626	2,2471	2,2319	2,2169	2,2020	2,1874	2,1730
1440	2,4215	2,4039	2,3866	2,3695	2,3526	2,3360	2,3196	2,3035	2,2875	2,2718	2,2563	2,2410	2,2259	2,2111	2,1964	2,1819
1450	2,4314	2,4137	2,3963	2,3791	2,3622	2,3455	2,3291	2,3128	2,2969	2,2811	2,2655	2,2502	2,2350	2,2201	2,2053	2,1908
1460	2,4413	2,4235	2,4060	2,3888	2,3718	2,3550	2,3385	2,3222	2,3062	2,2902	2,2747	2,2593	2,2441	2,2291	2,2143	2,1997
1470	2,4511	2,4333	2,4158	2,3985	2,3814	2,3646	2,3480	2,3316	2,3155	2,2996	2,2839	2,2684	2,2532	2,2381	2,2232	2,2086
1480	2,4610	2,4431	2,4255	2,4081	2,3910	2,3741	2,3574	2,3410	2,3248	2,3089	2,2931	2,2776	2,2622	2,2471	2,2322	2,2175
1490	2,4709	2,4529	2,4352	2,4178	2,4006	2,3836	2,3669	2,3504	2,3342	2,3181	2,3023	2,2867	2,2713	2,2561	2,2411	2,2264
1500	2,4808	2,4627	2,4449	2,4274	2,4102	2,3931	2,3764	2,3598	2,3435	2,3274	2,3115	2,2958	2,2804	2,2651	2,2501	2,2353
1510	2,4906	2,4725	2,4547	2,4371	2,4198	2,4027	2,3858	2,3692	2,3528	2,3366	2,3207	2,3050	2,2895	2,2742	2,2591	2,2441
1520	2,5005	2,4823	2,4644	2,4467	2,4293	2,4122	2,3953	2,3786	2,3621	2,3459	2,3299	2,3141	2,2985	2,2832	2,2680	2,2530
1530	2,5104	2,4921	2,4741	2,4564	2,4389	2,4217	2,4047	2,3880	2,3715	2,3552	2,3391	2,3232	2,3076	2,2922	2,2770	2,2619
1540	2,5202	2,5019	2,4839	2,4661	2,4485	2,4312	2,4142	2,3974	2,3808	2,3644	2,3483	2,3324	2,3167	2,3012	2,2859	2,2708
1550	2,5301	2,5117	2,4936	2,4757	2,4581	2,4408	2,4236	2,4068	2,3901	2,3737	2,3575	2,3415	2,3258	2,3102	2,2949	2,2797
1560	2,5400	2,5215	2,5033	2,4854	2,4677	2,4503	2,4331	2,4161	2,3994	2,3829	2,3667	2,3507	2,3348	2,3192	2,3038	2,2886
1570	2,5499	2,5313	2,5131	2,4950	2,4773	2,4598	2,4425	2,4255	2,4088	2,3922	2,3759	2,3598	2,3439	2,3282	2,3128	2,2975
1580	2,5597	2,5411	2,5228	2,5047	2,4869	2,4693	2,4520	2,4349	2,4181	2,4015	2,3851	2,3689	2,3530	2,3373	2,3217	2,3064
1590	2,5696	2,5509	2,5325	2,5144	2,4965	2,4788	2,4615	2,4443	2,4274	2,4107	2,3943	2,3781	2,3621	2,3463	2,3307	2,3153
1600	2,5795	2,5607	2,5422	2,5240	2,5061	2,4884	2,4709	2,4537	2,4367	2,4200	2,4035	2,3872	2,3711	2,3553	2,3396	2,3242
1610	2,5893	2,5705	2,5520	2,5337	2,5157	2,4979	2,4804	2,4631	2,4461	2,4293	2,4127	2,3963	2,3802	2,3643	2,3486	2,3331
1620	2,5992	2,5803	2,5617	2,5433	2,5253	2,5074	2,4898	2,4725	2,4554	2,4385	2,4219	2,4055	2,3893	2,3733	2,3575	2,3420
1630	2,6091	2,5901	2,5714	2,5530	2,5348	2,5169	2,4993	2,4819	2,4647	2,4478	2,4311	2,4146	2,3984	2,3823	2,3665	2,3509
1640	2,6190	2,5999	2,5812	2,5627	2,5444	2,5265	2,5087	2,4913	2,4740	2,4570	2,4403	2,4237	2,4074	2,3913	2,3755	2,3598
1650	2,6288	2,6097	2,5909	2,5723	2,5540	2,5360	2,5182	2,5007	2,4834	2,4663	2,4495	2,4329	2,4165	2,4003	2,3844	2,3687
1660	2,6387	2,6195	2,6006	2,5820	2,5636	2,5455	2,5277	2,5100	2,4927	2,4756	2,4587	2,4420	2,4256	2,4094	2,3934	2,3776
1670	2,6486	2,6293	2,6103	2,5916	2,5732	2,5550	2,5371	2,5194	2,5020	2,4848	2,4679	2,4511	2,4347	2,4184	2,4023	2,3865
1680	2,6584	2,6391	2,6201	2,6013	2,5828	2,5646	2,5466	2,5288	2,5113	2,4941	2,4771	2,4603	2,4437	2,4274	2,4113	2,3954
1690	2,6683	2,6489	2,6298	2,6110	2,5924	2,5741	2,5560	2,5382	2,5207	2,5033	2,4863	2,4694	2,4528	2,4364	2,4202	2,4043
1700	2,6782	2,6587	2,6395	2,6206	2,6020	2,5836	2,5655	2,5476	2,5300	2,5126	2,4955	2,4786	2,4619	2,4454	2,4292	2,4131
1710	2,6881	2,6685	2,6493	2,6303	2,6116	2,5931	2,5749	2,5570	2,5393	2,5219	2,5047	2,4877	2,4709	2,4544	2,4381	2,4220
1720	2,6979	2,6783	2,6590	2,6399	2,6212	2,6026	2,5844	2,5664	2,5486	2,5311	2,5139	2,4968	2,4800	2,4634	2,4471	2,4309
1730	2,7078	2,6881	2,6687	2,6496	2,6307	2,6122	2,5938	2,5758	2,5580	2,5404	2,5231	2,5060	2,4891	2,4725	2,4560	2,4398
1740	2,7177	2,6979	2,6784	2,6593	2,6403	2,6217	2,6033	2,5852	2,5673	2,5497	2,5323	2,5151	2,4982	2,4815	2,4650	2,4487
1750	2,7275	2,7077	2,6882	2,6689	2,6499	2,6312	2,6128	2,5946	2,5766	2,5589	2,5415	2,5242	2,5072	2,4905	2,4739	2,4576
1760	2,7374	2,7175	2,6979	2,6786	2,6595	2,6407	2,6222	2,6040	2,5859	2,5682	2,5507	2,5334	2,5163	2,4995	2,4829	2,4665
1770	2,7473	2,7273	2,7076	2,6882	2,6691	2,6503	2,6317	2,6133	2,5953	2,5774	2,5599	2,5425	2,5254	2,5085	2,4919	2,4754
1780	2,7572	2,7371	2,7174	2,6979	2,6787	2,6598	2,6411	2,6227	2,6046	2,5867	2,5691	2,5516	2,5345	2,5175	2,5008	2,4843
1790	2,7670	2,7469	2,7271	2,7076	2,6883	2,6693	2,6506	2,6321	2,6139	2,5960	2,5782	2,5608	2,5436	2,5265	2,5098	2,4932
1800	2,7769	2,7567	2,7368	2,7172	2,6979	2,6788	2,6600	2,6415	2,6232	2,6052	2,5874	2,5699	2,5526	2,5356	2,5187	2,5021
1810	2,7868	2,7665	2,7466	2,7269	2,7075	2,6884	2,6695	2,6509	2,6326	2,6145	2,5966	2,5791	2,5617	2,5446	2,5277	2,5110
1820	2,7966	2,7763	2,7563	2,7365	2,7171	2,6979	2,6790	2,6603	2,6419	2,6237	2,6058	2,5882	2,5708	2,5536	2,5366	2,5199
1830	2,8065	2,7861	2,7660	2,7462	2,7267	2,7074	2,6884	2,6697	2,6512	2,6330	2,6150	2,5973	2,5798	2,5626	2,5456	2,5288
1840	2,8164	2,7959	2,7757	2,7559	2,7362	2,7169	2,6979	2,6791	2,6605	2,6423	2,6242	2,6065	2,5889	2,5716	2,5545	2,5377
1850	2,8263	2,8057	2,7855	2,7655	2,7458	2,7264	2,7073	2,6885	2,6699	2,6515	2,6334	2,6156	2,5980	2,5806	2,5635	2,5466
1860	2,8361	2,8155	2,7952	2,7752	2,7554	2,7360	2,7168	2,6979	2,6792	2,6608	2,6426	2,6247	2,6071	2,5896	2,5724	2,5555
1870	2,8460	2,8253	2,8049	2,7848	2,7650	2,7455	2,7262	2,7072	2,6885	2,6701	2,6518	2,6339	2,6161	2,5986	2,5814	2,5644
1880	2,8559	2,8351	2,8147	2,7945	2,7746	2,7550	2,7357	2,7166	2,6978	2,6793	2,6610	2,6430	2,6252	2,6077	2,5903	2,5733
1890	2,8657	2,8449	2,8244	2,8041	2,7842	2,7645	2,7451	2,7260	2,7072	2,6886	2,6702	2,6521	2,6343	2,6167	2,5993	2,5821
1900	2,8756	2,8547	2,8341	2,8138	2,7938	2,7741	2,7546	2,7354	2,7165	2,6978	2,6794	2,6613	2,6434	2,6257	2,6083	2,5910
1910	2,8855	2,8645	2,8438	2,8235	2,8034	2,7836	2,7641	2,7448	2,7258	2,7071	2,6886	2,6704	2,6524	2,6347	2,6172	2,5999
1920	2,8954	2,8743	2,8536	2,8331	2,8130	2,7931	2,7735	2,7542	2,7351	2,7164	2,6978	2,6795	2,6615	2,6437	2,6262	2,6088
1930	2,9052	2,														

5.3.12 Графический способ определения экономии электроэнергии при использовании инвертора

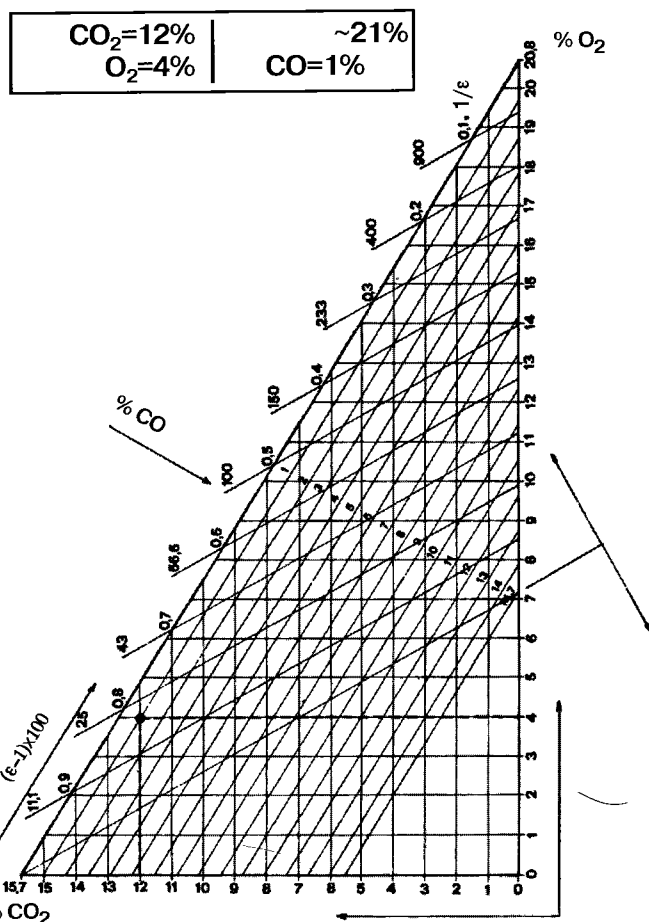


ЛЕГЕНДА

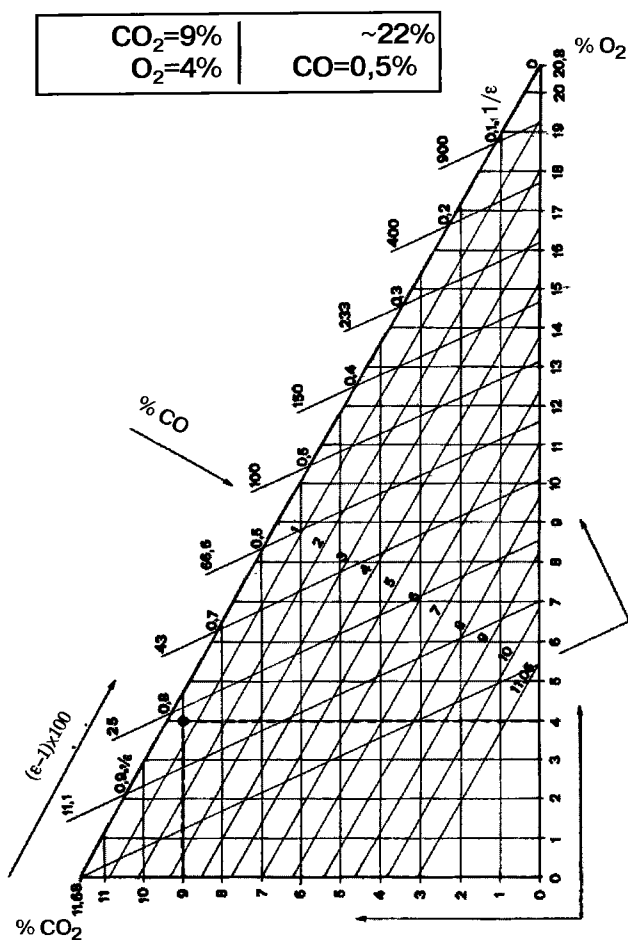
- 1) На горизонтальной оси первого графика, который находится слева сверху, найдите производительность вентилятора (она представлена в процентах от максимальной мощности).
- 2) Проведите вверх вертикальную линию до пересечения с линией, соответствующей сэкономленной электрической мощности.
- 3) Из точки пересечения проведите вправо горизонтальную линию до пересечения на втором графике, который находится справа сверху, с линией, соответствующей количеству часов работы в течение дня.
- 4) Из точки пересечения опустите вертикальную линию вниз до пересечения на графике 2, который находится справа внизу, с линией, соответствующей количеству рабочих дней в году.
- 5) Из точки пересечения проведите горизонтальную линию влево до пересечения на графике 1, который находится слева внизу, с линией, соответствующей стоимости 1 кВт·час в евро.
- 6) Из точки пересечения опустите вниз вертикальную линию и на горизонтальной оси вы найдете количество сэкономленных, благодаря применению инвертора, в течение года денег.

5.4 ТАБЛИЦЫ И ГРАФИКИ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ

5.4.1 Треугольник горения для метана и жидкого топлива

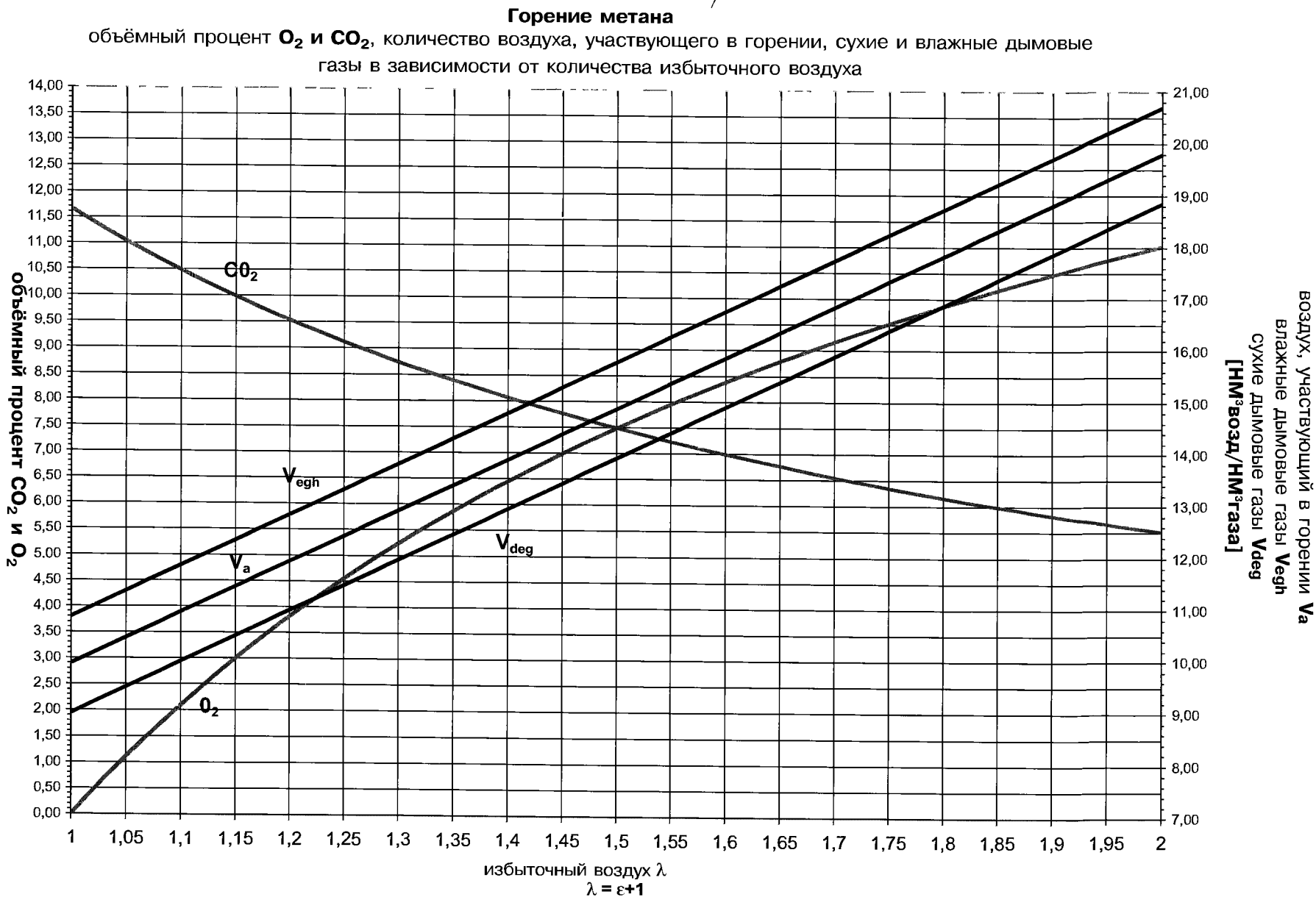


Жидкое топливо

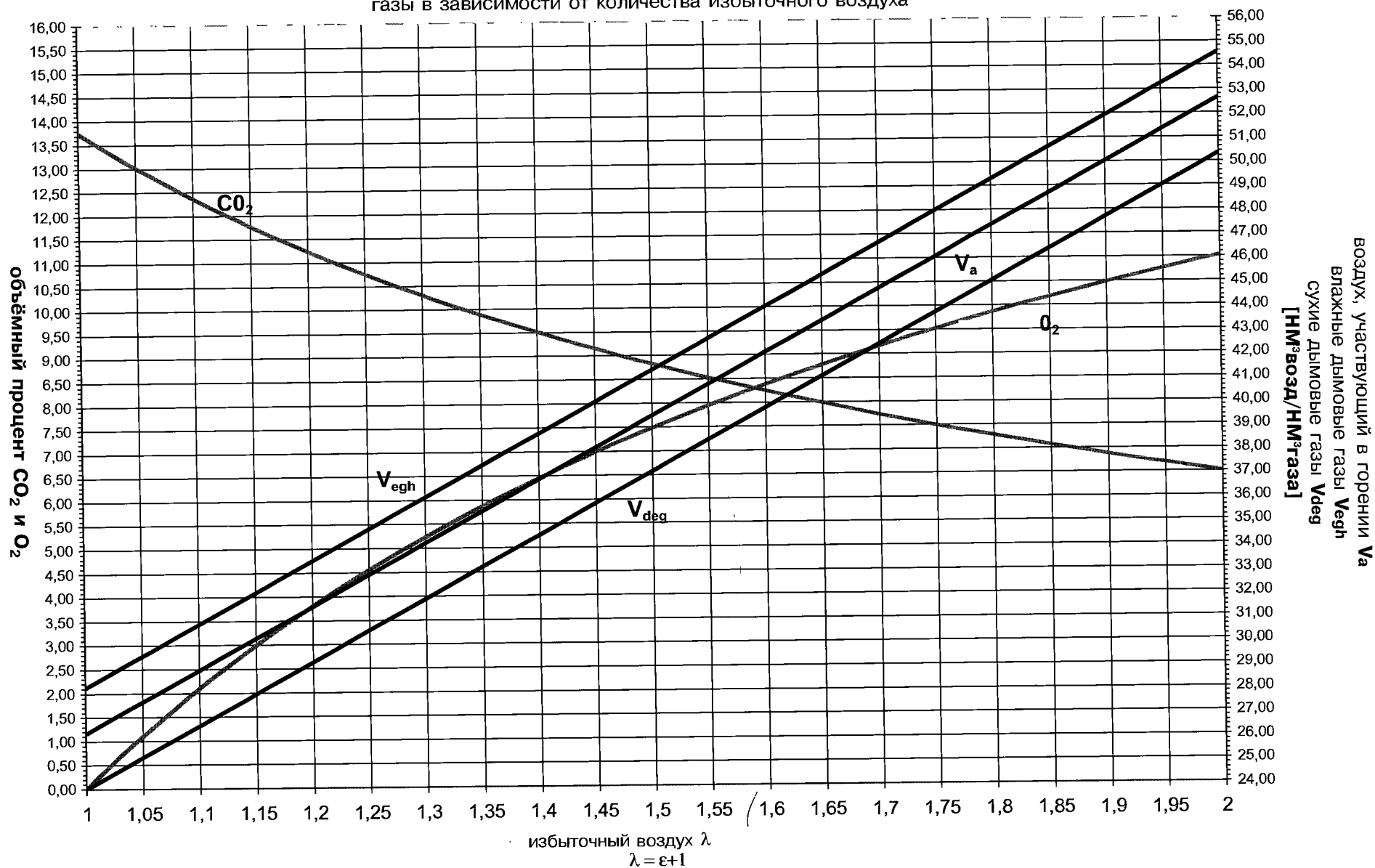


Метан

5.4.2 Зависимость объёма используемого для горения воздуха и дымовых газов от объёма избыточного воздуха для различных видов топлива: метана, сжиженного нефтяного газа LPG, дизельного топлива, мазута

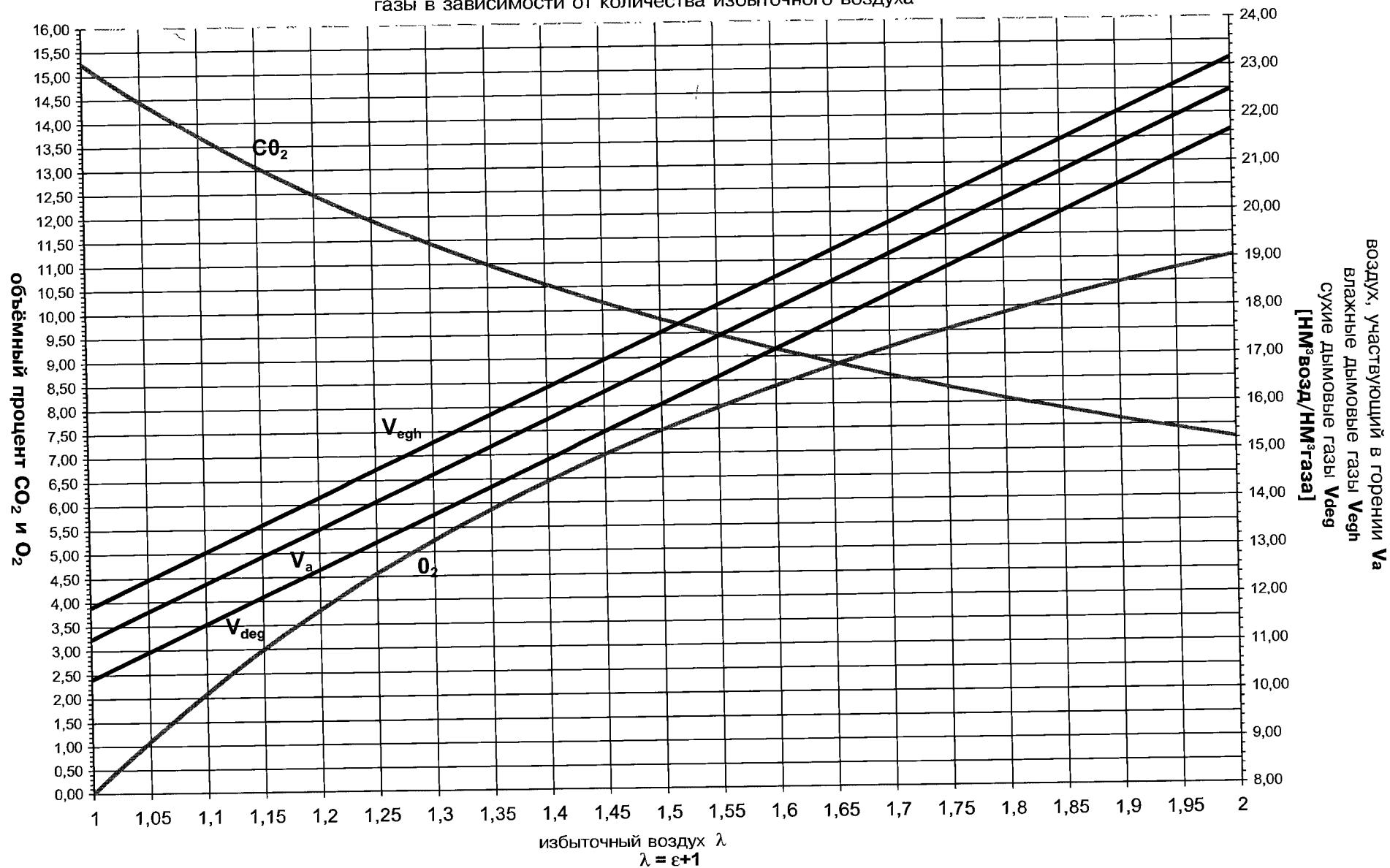


Горение сжиженного нефтяного газа (LPG: 70% пропан, 30% бутан)
 объёмный процент O_2 и CO_2 , количество воздуха, участвующего в горении, сухие и влажные дымовые газы в зависимости от количества избыточного воздуха



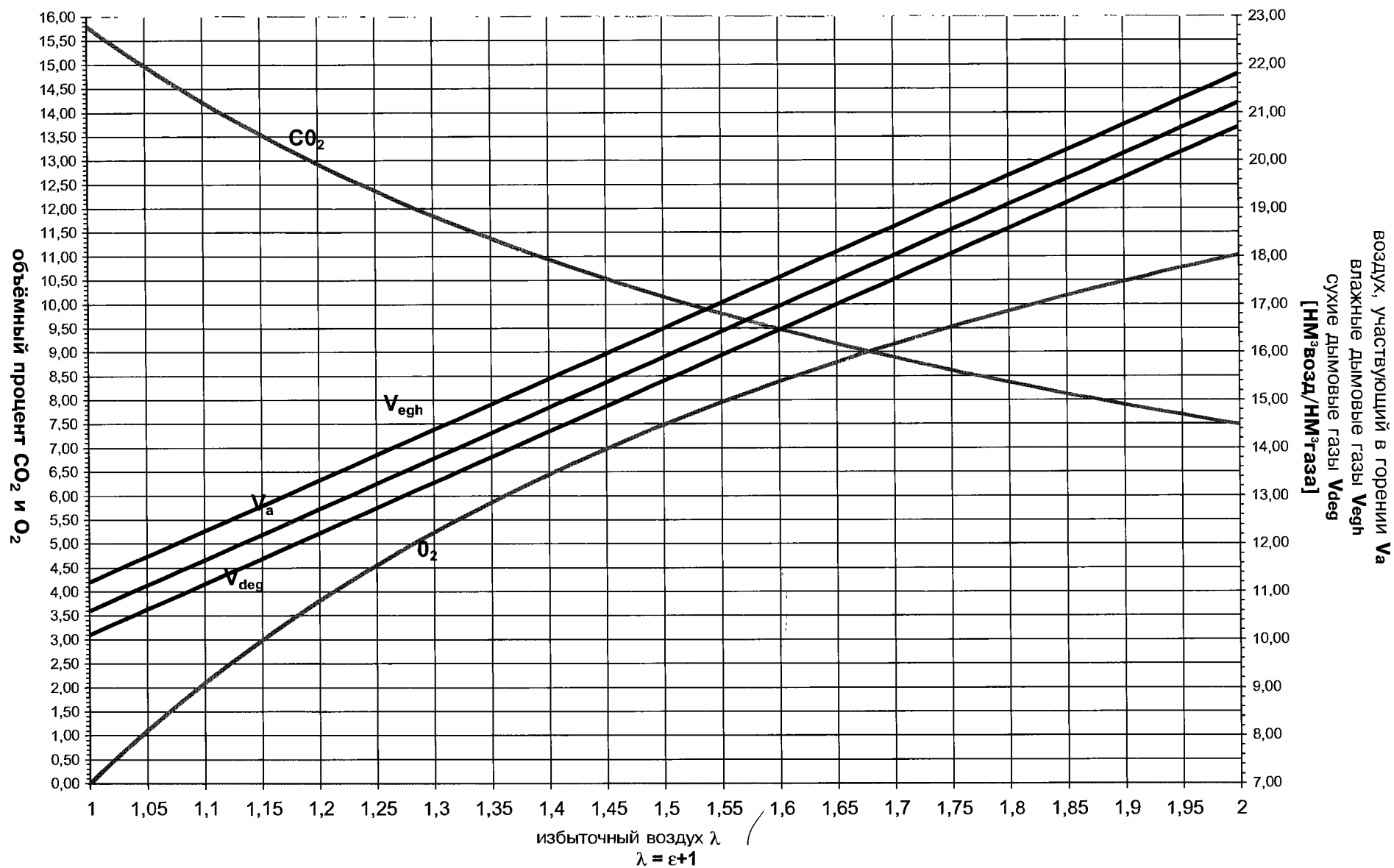
Горение дизельного топлива

объёмный процент O_2 и CO_2 , количество воздуха, участвующего в горении, сухие и влажные дымовые газы в зависимости от количества избыточного воздуха

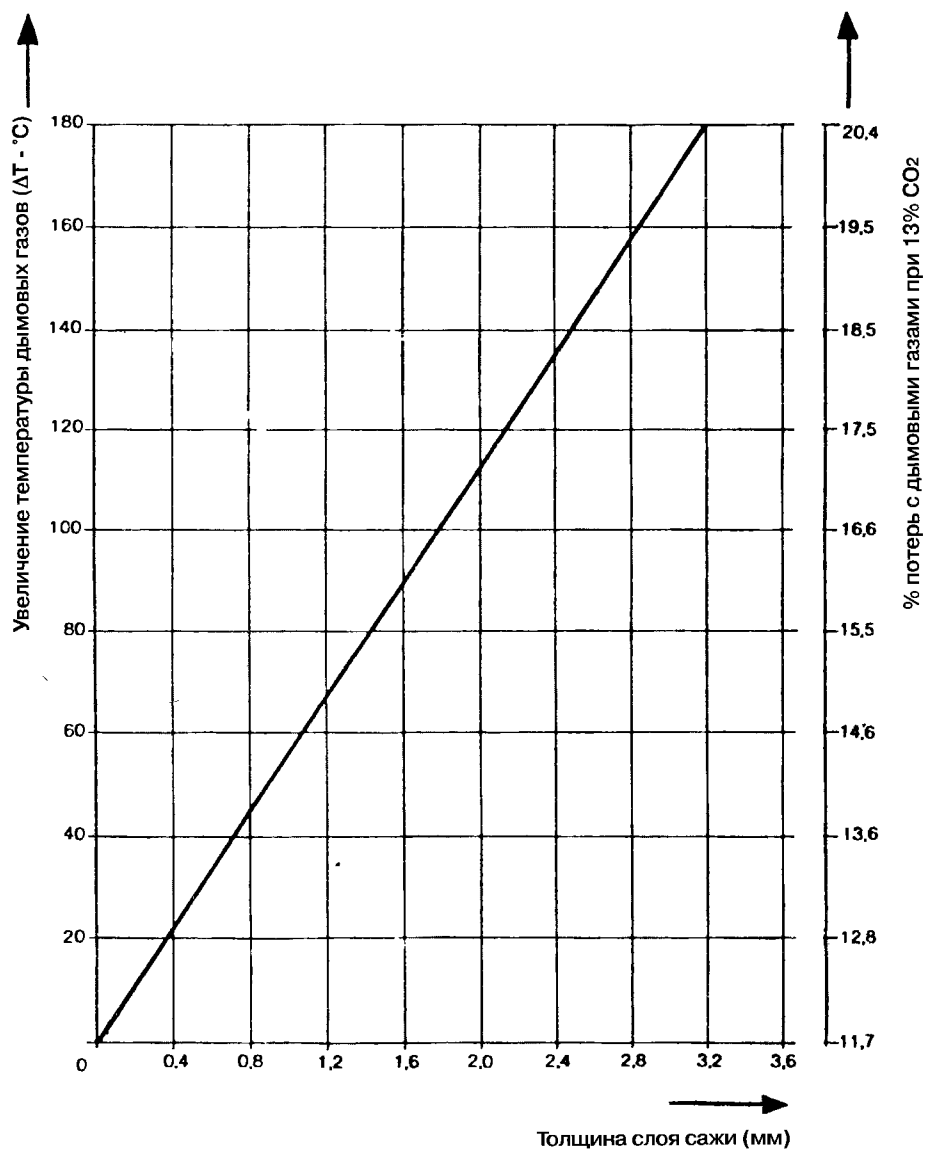


Горение мазута (20°E при 50°С)

объёмный процент O_2 и CO_2 , количество воздуха, участвующего в горении, сухие и влажные дымовые газы, в зависимости от количества избыточного воздуха

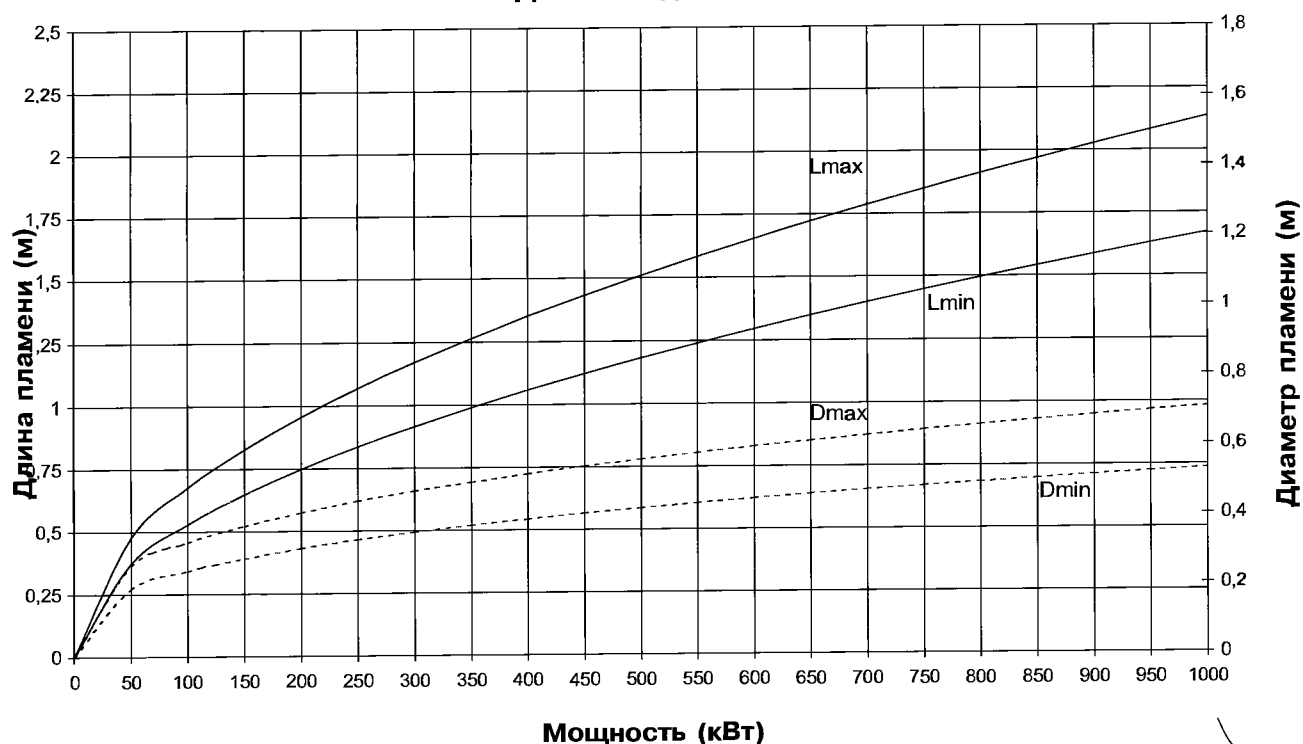


5.4.3 Зависимость температуры дымовых газов от толщины сажи

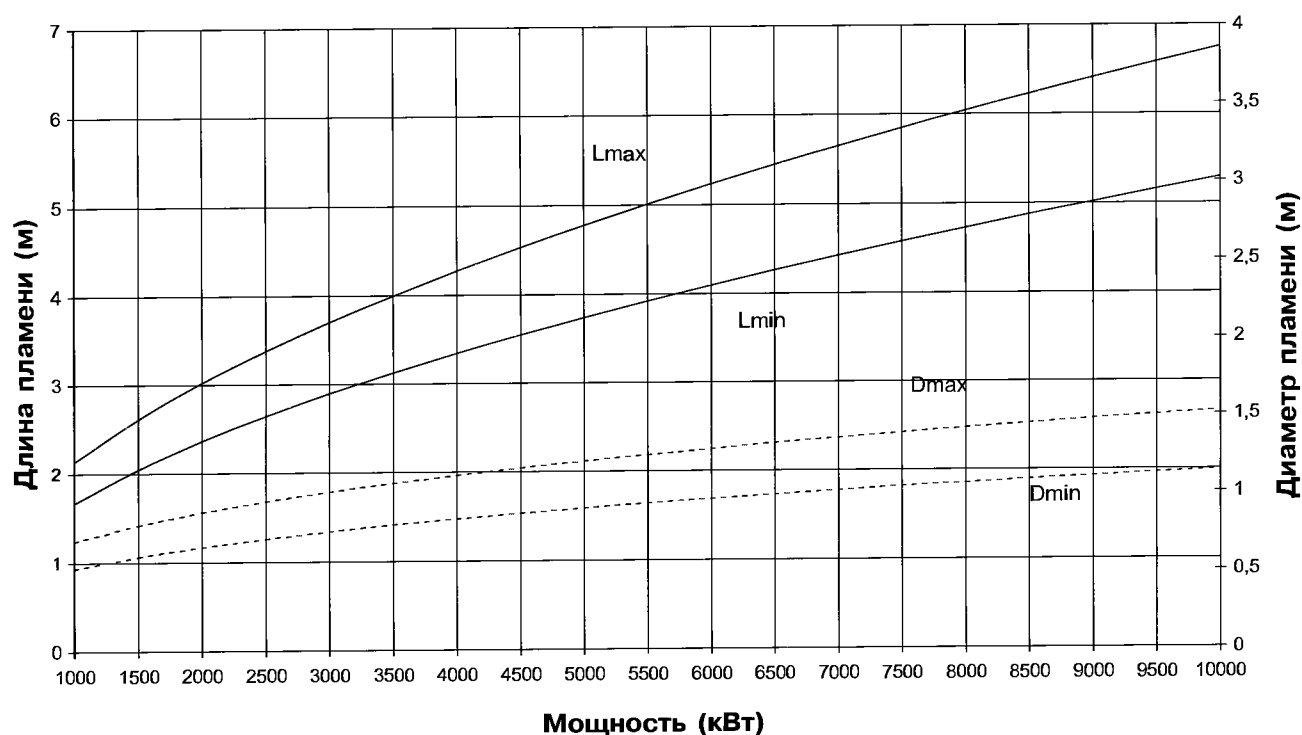


5.4.4 Зависимость длины и диаметра факела от мощности горелки

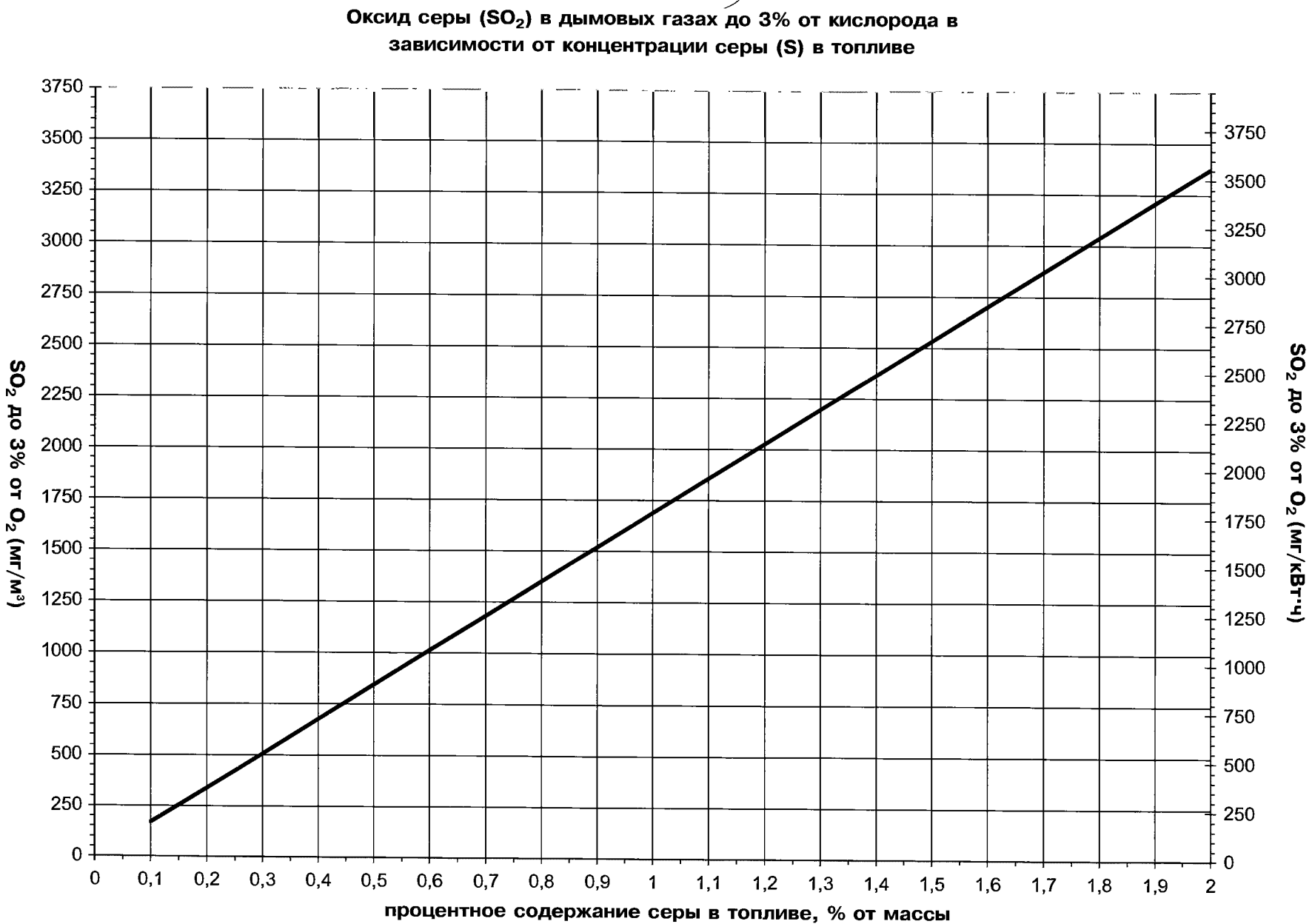
Диапазон до 1 МВт



Диапазон до 1-10 МВт

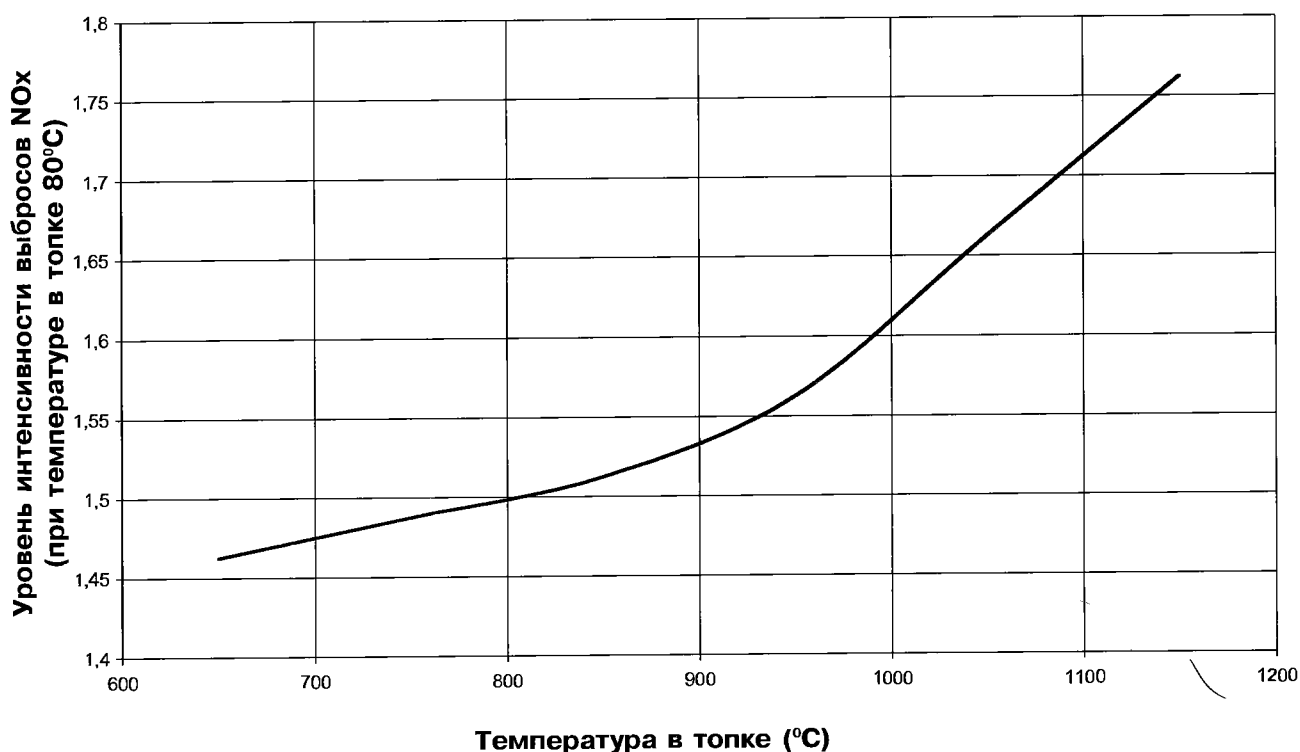


5.4.5 Зависимость выбросов SO_2 от содержания S в топливе (при O_2 в дымовых газах 3%)

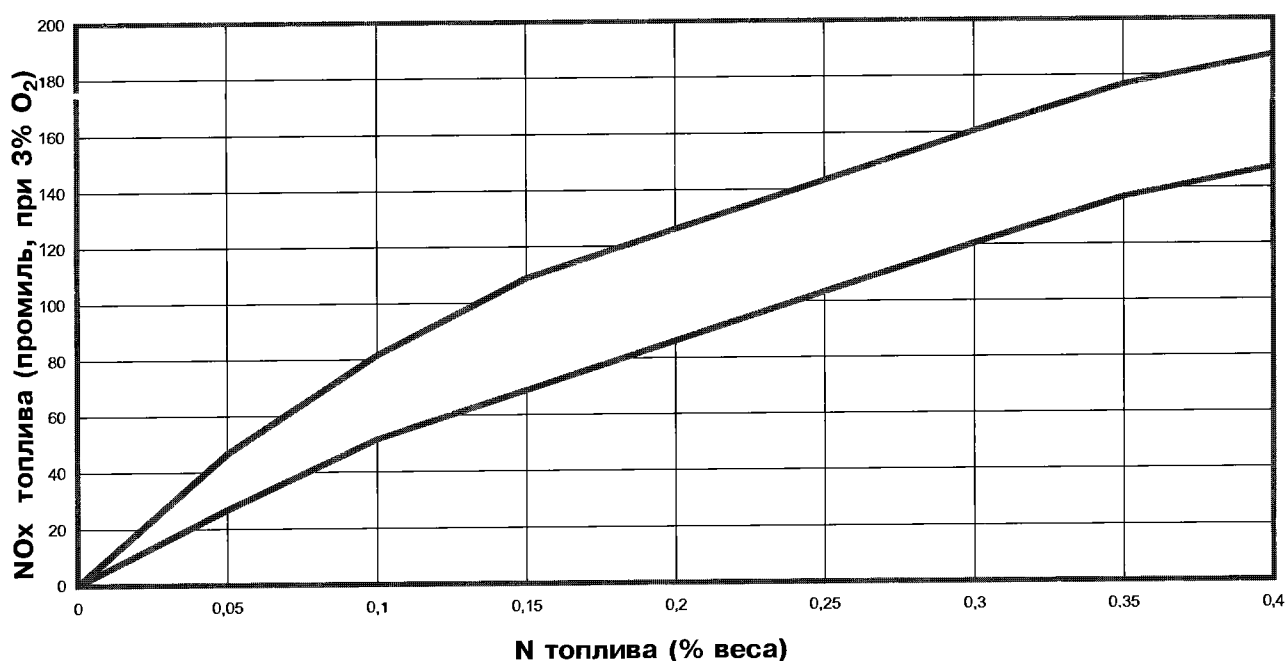


5.4.6 Зависимость образования NOx от температуры в топке, содержания азота в топливе, температуры участвующего в горении воздуха, удельной тепловой нагрузки

Влияние температуры в топке на уровень выбросов NOx

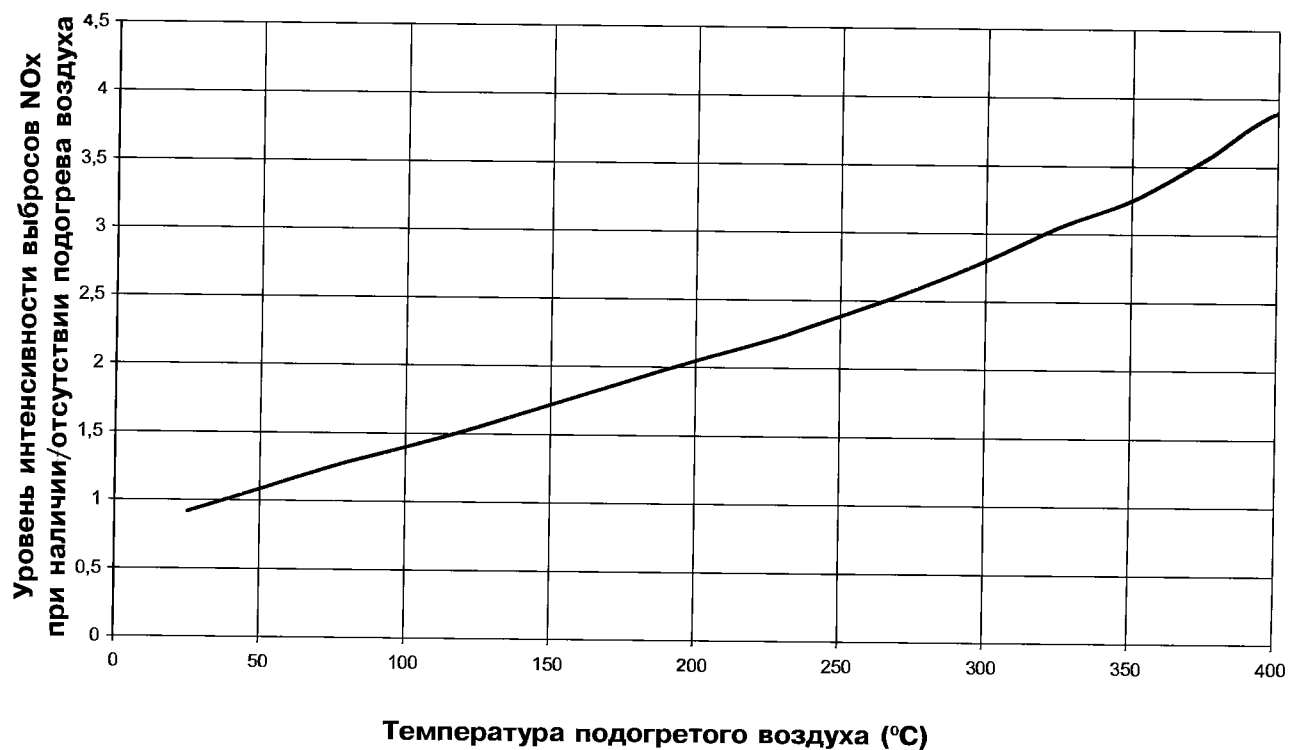


Влияние содержания азота (N) в топливе на уровень выбросов NOx (*)

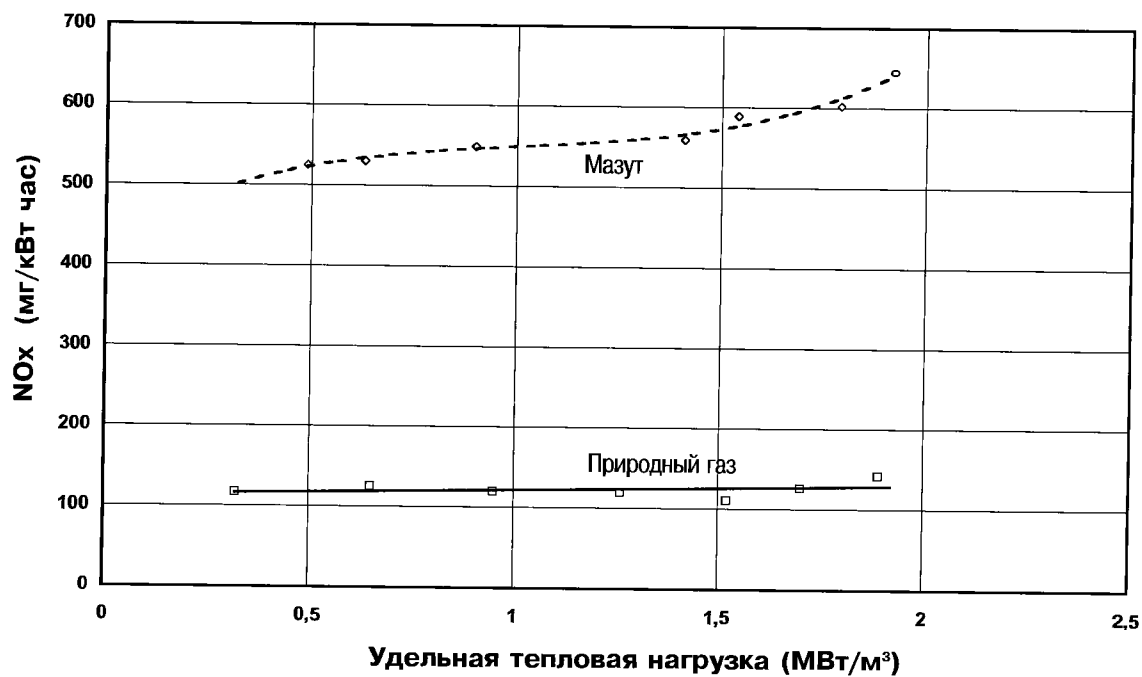


(*) Диапазон значений означает разброс, который возможен для различных горелок

Влияние температуры воздуха, участвующего в горении, на уровень выбросов NOx



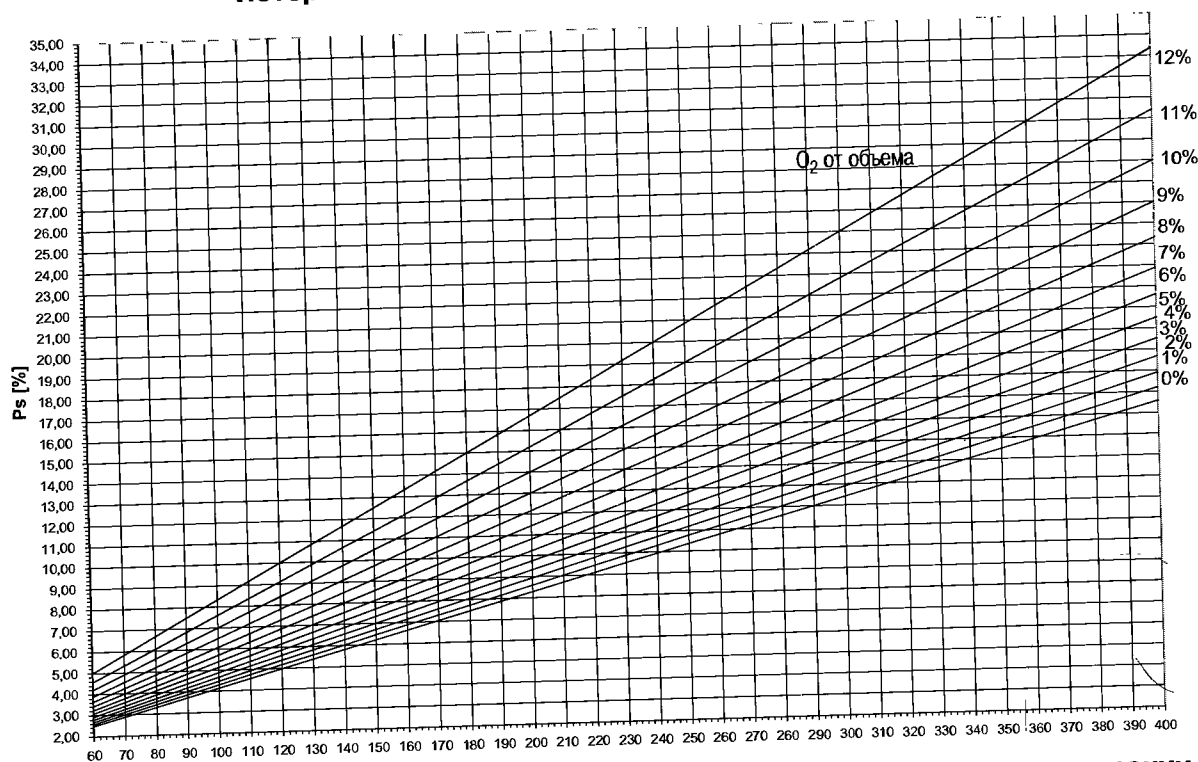
Влияние тепловой нагрузки на уровень выбросов NOx (*) Горелка: Т.І. 11 Р/М Тестовая труба: ISO 1000



5.4.7 Зависимость потери теплоты с уходящими дымовыми газами от содержания O_2 (для различных видов топлива)

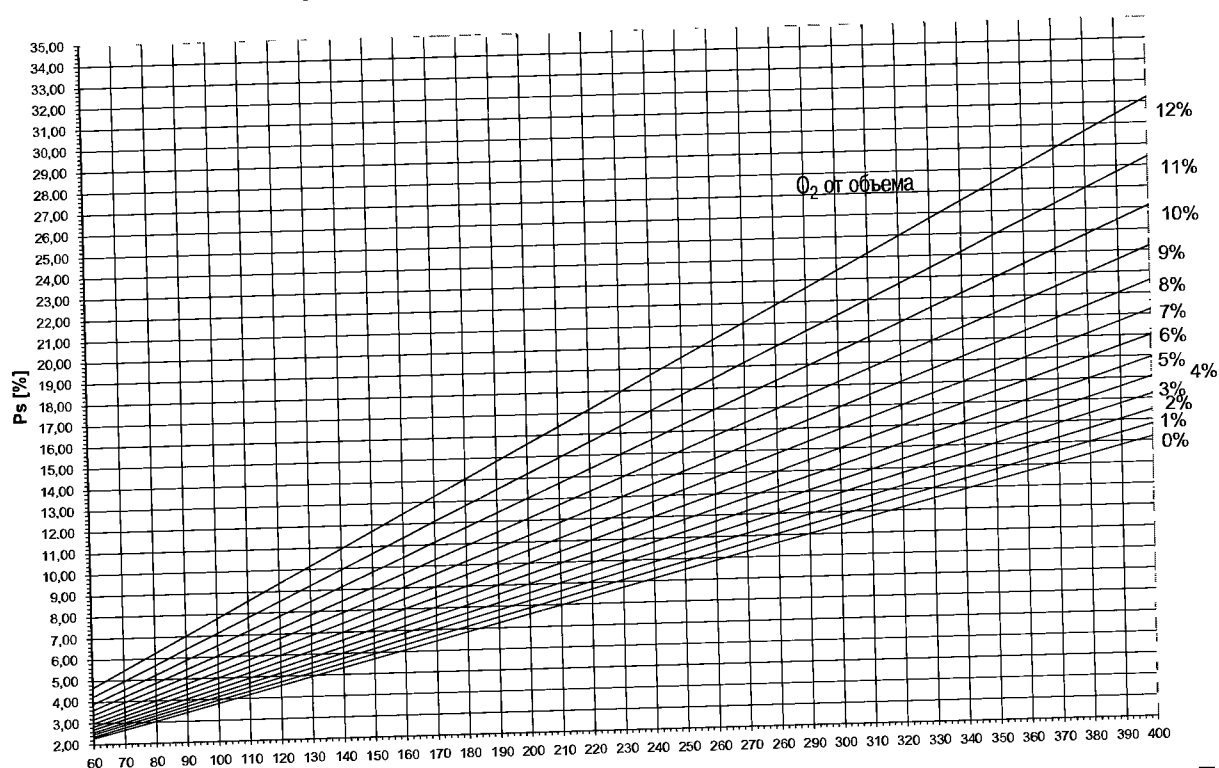
Горение метана

Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами P_s (%)



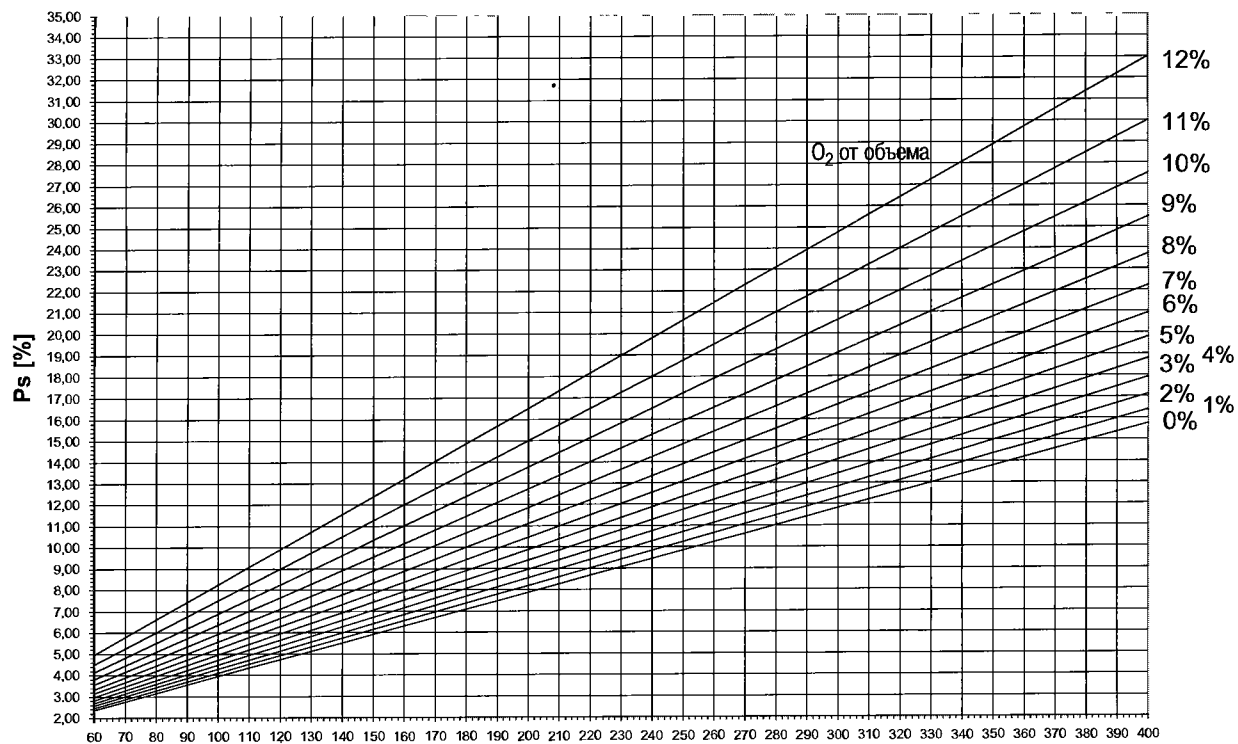
Разница температуры между дымовыми газами и воздухом, участвующим в горении $T_f - T_a$

Горение сжиженного нефтяного газа (LPG - 70% пропан, 30% - бутан)
Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами P_s (%)



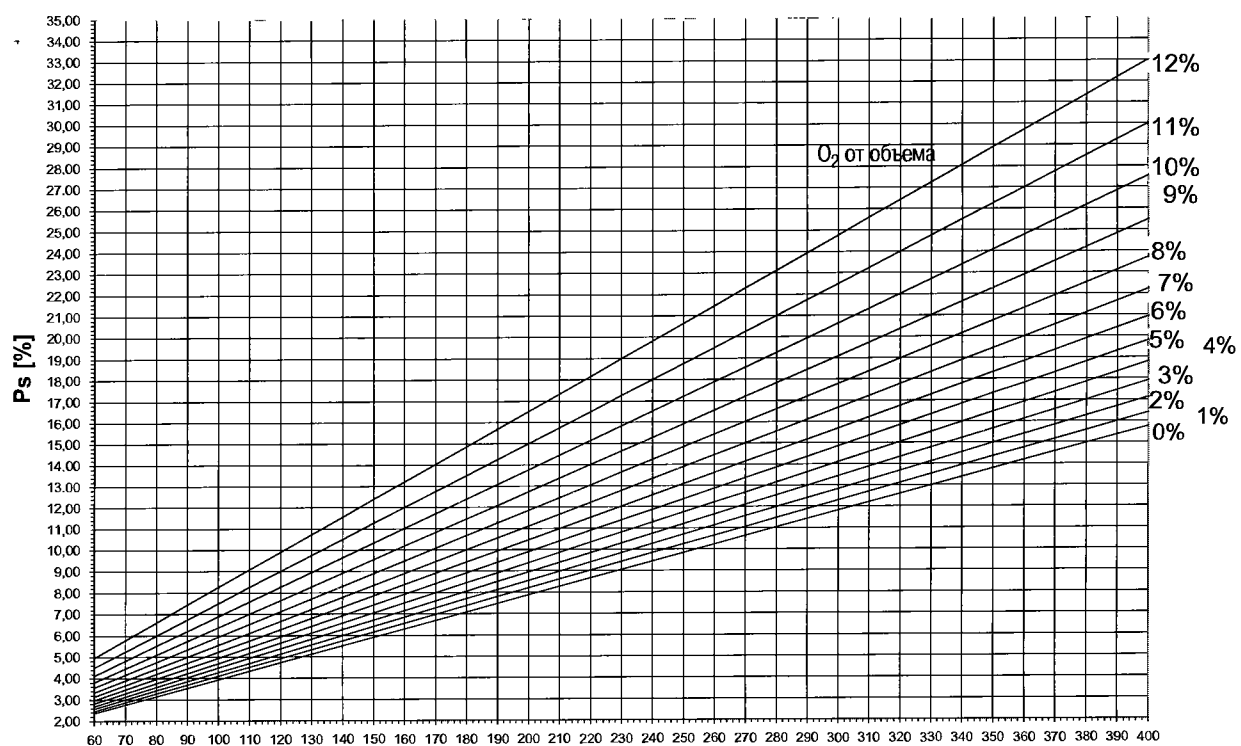
Разница температуры между дымовыми газами и воздухом, участвующим в горении $T_f - T_a$

Горение дизельного топлива
Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами P_s (%)



Разница температуры между дымовыми газами и воздухом, участвующим в горении $T_f - T_a$

Горение мазута (20°Е при 50°С)
Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами P_s (%)

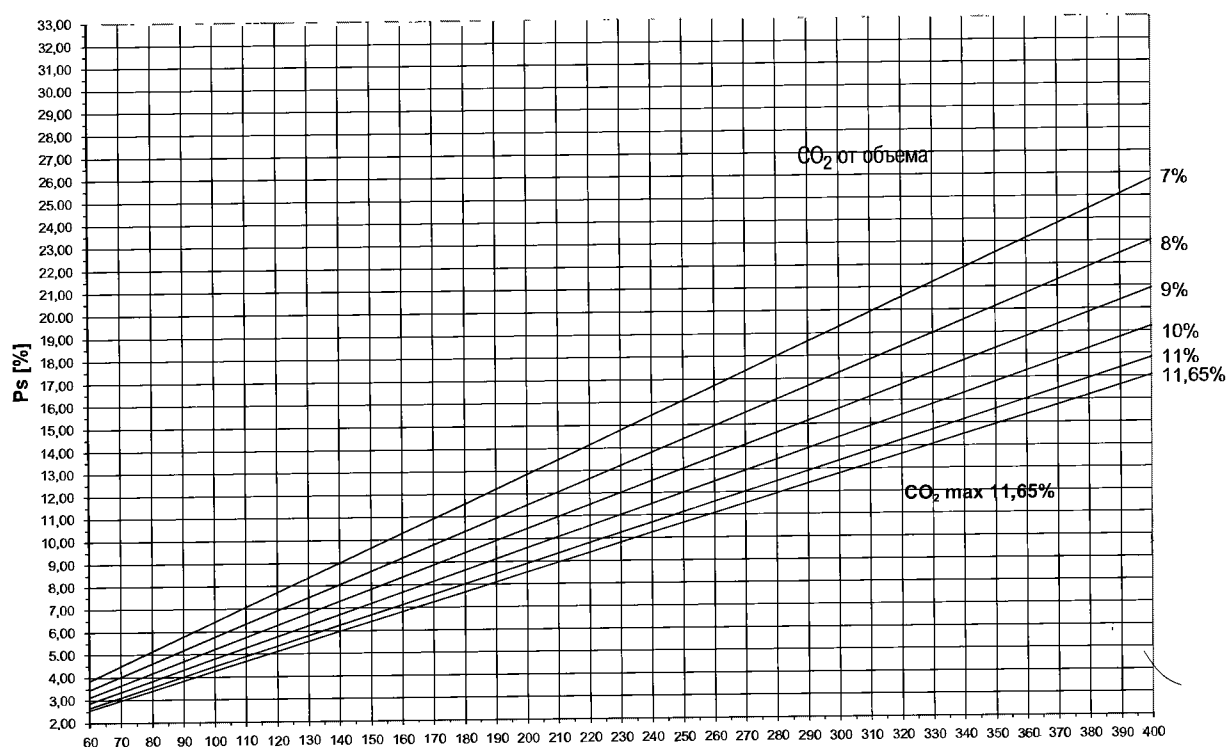


Разница температуры между дымовыми газами и воздухом, участвующим в горении $T_f - T_a$

5.4.8 Зависимость потери теплоты с уходящими дымовыми газами от содержания CO_2 (для различных видов топлива)

Горение метана

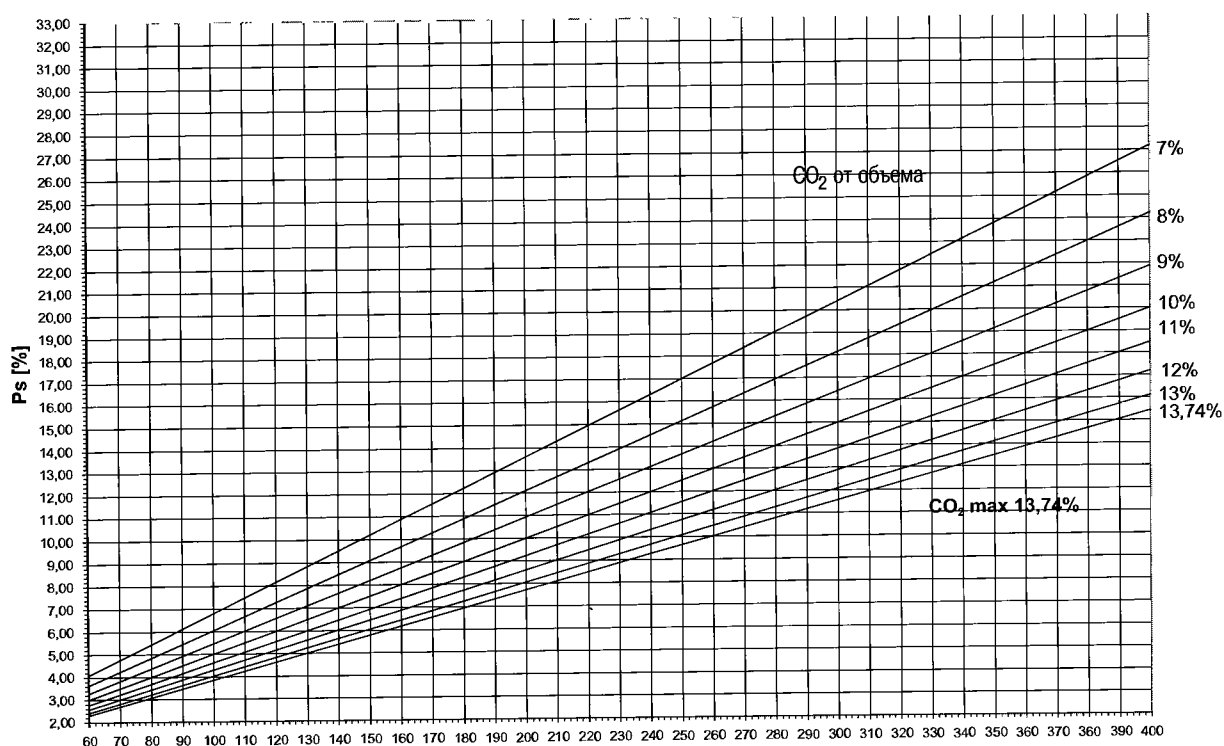
Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами P_s (%)



Разница температуры между дымовыми газами и воздухом, участвующим в горении $T_f - T_a$

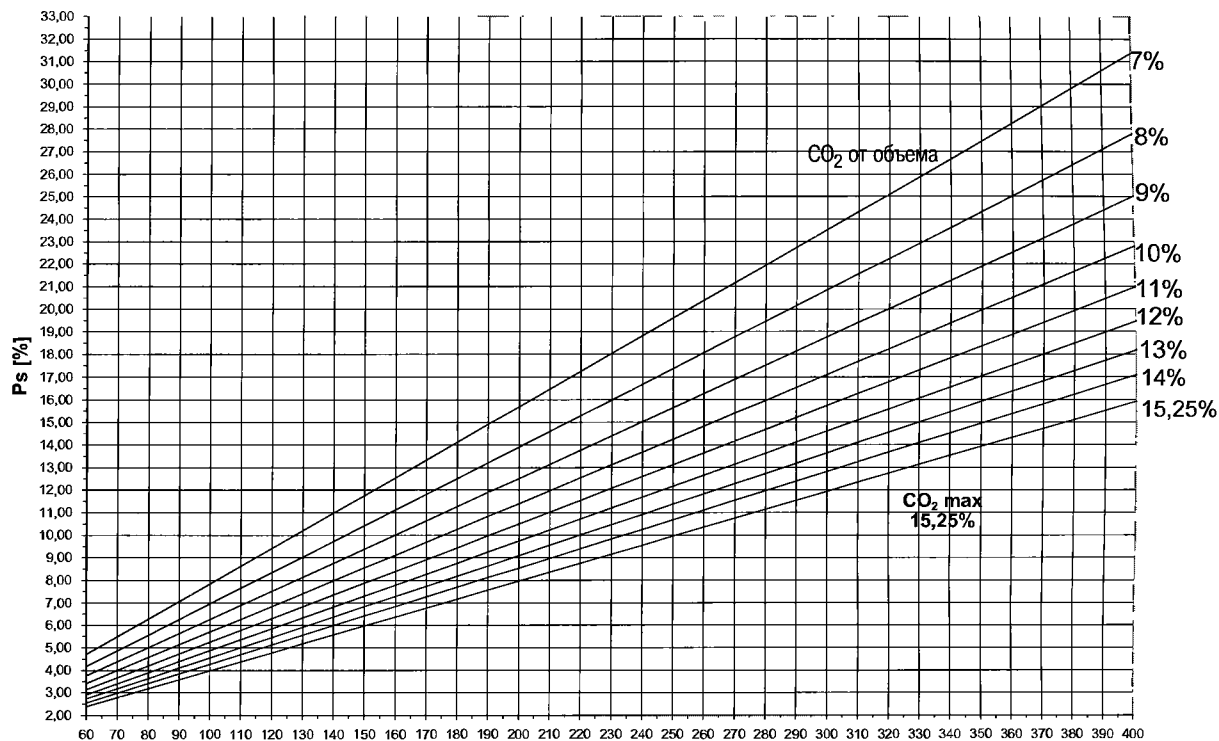
Горение сжиженного нефтяного газа (LPG - 70% пропан, 30% - бутан)

Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами P_s (%)



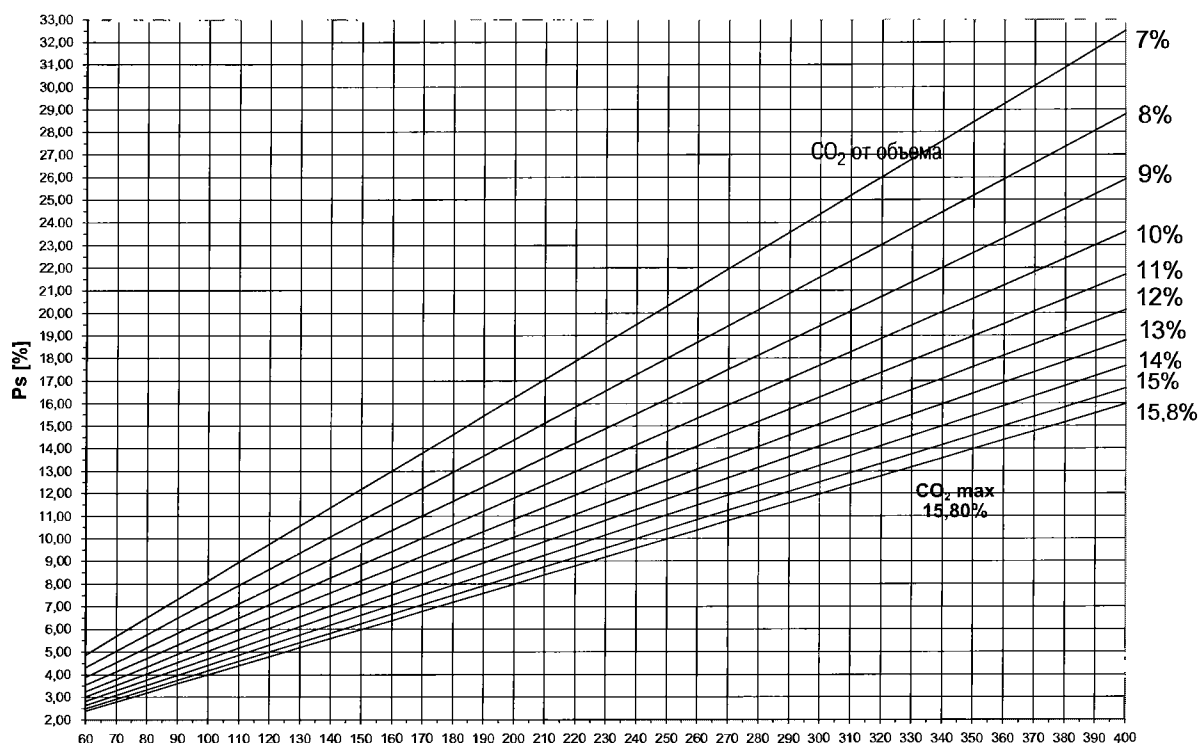
Разница температуры между дымовыми газами и воздухом, участвующим в горении $T_f - T_a$

Горение дизельного топлива
Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами P_s (%)



Разница температуры между дымовыми газами и воздухом, участвующим в горении $T_f - T_a$

Горение мазута (20°Е при 50°С)
Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами P_s (%)



Разница температуры между дымовыми газами и воздухом, участвующим в горении $T_f - T_a$

5.4.9 Коэффициенты перевода для выбросов загрязняющих веществ

Преобразование из р.р.т. в мг/Нм³ и из мг/Нм³ в р.р.т.

Газ		
CO	1 ppm = 1,25 мг/Нм³	1 мг/Нм³ = 0,8 ppm
NO	1 ppm = 1,34 мг/Нм³	1 мг/Нм³ = 0,746 ppm
NOx	1 ppm = 2,05 мг/Нм³	1 мг/Нм³ = 0,488 ppm
SO₂	1 ppm = 2,86 мг/Нм³	1 мг/Нм³ = 0,35 ppm
C₃H₈	1 ppm = 1,98 мг/Нм³	1 мг/Нм³ = 0,505 ppm

Преобразование из р.р.т. в мг/Нм³ и из мг/Нм³ в р.р.т.
при содержании O₂ равным 3%

Метан	
NOx	1 ppm = 2,052 мг/кВт·час
NOx	1 мг/Нм³ = 1,032 мг/кВт·час
CO	1 ppm = 1,248 мг/кВт·час
CO	1 мг/Нм³ = 0,99 мг/кВт·час
Дизельное топливо	
NOx	1 ppm = 2,116 мг/кВт·час
NOx	1 мг/Нм³ = 1,032 мг/кВт·час
CO	1 ppm = 1,286 мг/кВт·час
CO	1 мг/Нм³ = 1,0288 мг/кВт·час