

**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ РЕКОНСТРУКЦИЯ  
ТЯГОДУТЬЕВЫХ ТРАКТОВ КОТЛОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
КОРРЕКТИРОВКИ СТРУКТУРЫ ПОТОКОВ**

**Арсирий В.А., д.т.н., проф., Макаров В.О., к.т.н. доц.,  
Смирнова В.А. асс., Панич Д.О., аспирант**

*Одесская государственная академия строительства и архитектуры*

Середина двадцатого века характеризовалась высокими темпами строительства энергетических объектов. Были построены тепловые электростанции (ТЭС) с энергоблоками 160, 200, 300 и более МВт, крупные тепло-электроцентрали ТЭЦ и городские котельные. В период массового строительства энергетических объектов было написано много книг, справочников и методических пособий, которые сегодня являются основой методов и правила проектирования. Большая часть котельных установок на территории СНГ находится в эксплуатации уже более 40 лет. Однако, тенденции развития систем электро и теплоснабжения городов связывают чаще всего с продлением срока службы энергооборудования и решением задач повышения эффективности и надежности его эксплуатации.

Анализ режимных карт котельных установок показывает, что большинство энергетических и отопительных котлов работают с максимальной эксплуатационной нагрузкой на 15 – 30% меньше номинальной мощности. В 80-х годах эту проблему пытались решать, но с 90-х годов для обоснования эксплуатации котлов, которые не обеспечивают номинальную тепловую мощность, ввели термин – «ограничение мощности». При обосновании ограничений мощности котлов в качестве причины чаще всего заявляют недостаточную производительность тягодутьевых механизмов (ТДМ): вентиляторов, дымососов и их электродвигателей. Если не хватает подачи дутьевых вентиляторов, то в обосновании заявляют «ограничения мощности котла по дутью», если не хватает тяги дымососов, то это «ограничения мощности котла по тяге».

Если проблема ограничений мощности котлов решена, то в большинстве случаев это привело к существенному увеличению затрат электроэнергии на работу вентиляторов и дымососов. Сегодня удельные затраты на собственные нужды (тягодутьевые механизмы) увеличились в 2 и более раз. В статье предложен энергосберегающий

вариант реконструкции аэродинамических систем котлов, который позволяет увеличить подачу вентиляторов и дымососов на 20 – 40%, при этом снизить затраты энергии на их работу на 50% и более. Решение поставленной задачи показано на примере увеличения тепловой мощности котельных установок систем теплоснабжения городов, которые обеспечивают качественные параметры только при умеренных температурах воздуха, а для обеспечения пиковых нагрузок в холодный период предлагается строить новые котлы.

Проблема ограничений мощности котлов по тяге и дутью не связана с физическим или моральным износом ТДМ. В статье приведены результаты анализа использования методики выбора ТДМ и способа проектирования тягодутьевых трактов. Методика выбора ТДМ и правила и критерии проектирования тягодутьевых трактов сформированы в период массового строительства энергетических предприятий в середине XX века, когда энергозатратность не считалась недостатком проектирования, поэтому большие затраты на привод нагнетателей не требовали отдельных критериев оптимизации. Главными условиями проектирования в то время считались: простота, однозначность и однотипность принятия решений. Неоднозначность выбора ТДМ для котлов марки КВГМ на основе существующих правил проектирования хорошо демонстрируют рекомендаций по использованию дутьевых вентиляторов марки ВДН в типовых проектах котлов [1].

Таблица 1. Рекомендуемые параметры вентиляторов для котлов КВГМ

	Подача $Q^*$ тыс. [м <sup>3</sup> /ч]	Марка вентилятора	Мощность $N_{эл}$ , [кВт]
КВГМ-6,5	8,7	ВДН-10	10,7
КВГМ-10	13,3	ВДН-10	10,7
КВГМ-20	26,8	ВДН-12,5	40,0
КВГМ-30	40,1	ВДН-15	75,0
КВГМ-50	64,3	ВДН-15	75,0

Из приведенных данных (табл. 1) видно, что один размер вентилятора ВДН-15 с электродвигателем одинаковой мощности  $N_{эл} = 75\text{кВт}$  рекомендован для подачи воздуха в котлы, мощность которых отличается более чем в 1,5 раза: КВГМ-30 и КВГМ-50. Такая же ситуация с котлами КВГМ-6,5 и КВГМ-10, что подтверждает неоднозначность методики выбора ТДМ.

## Анализ методики выбора тягодутьевых механизмов котлов

Проектирование тягодутьевых трактов котлов условно можно разделить на два этапа. При выполнении первого этапа выполняется выбор и размещение технологического оборудования на основе уже сложившихся вариантов компоновки аэродинамических систем котельных установок. При выборе оборудования аэродинамических систем определяют потери напора  $\Delta P$  отдельных элементов системы, которые рассчитывают на основе использования справочных данных местных сопротивлений  $\zeta$  и коэффициентов трения  $l$ . Итогом первого этапа проектирования является расчет суммарных потерь напора аэродинамических трактов, которые представляют характеристикой сети.

$$P_{\text{сеть}} = \Delta P = (\sum \zeta + \sum l/d) kV^2 = RQ^2 = f(Q) \quad (1)$$

Для расчета характеристики сети используют величины сопротивления  $R$  как до вентилятора в зоне разряжения, так и в зоне давления после нагнетателя. Потери напора можно считать по табличным значениям сопротивлений  $\zeta$ ,  $l$  и величинам скорости потока  $V$ , либо по суммарному сопротивлению сети  $R_{\text{сеть}}$ , которую называют константой, приведенной к величине подачи  $Q$  [2].

Второй этап является главным этапом проектирования, когда выбирают ТДМ. Для выбора нагнетателей используют экспериментально полученные характеристики.

$$P_{V,H} = P_{V,2} - (-P_{V,1}) = f(Q) \quad (2)$$

Характеристика нагнетателя рассчитывается по величине напора в зоне давления  $P_{V,2}$  за вентилятором и величине напора в зоне разряжения  $P_{V,1}$  перед вентилятором.

Пересечение напорной характеристики сети  $P_{\text{сеть}} = f(Q)$  с напорной характеристикой нагнетателя  $P_n = f(Q)$  дает рабочую точку, определяющую рабочие параметры нагнетателя, которые представляют параметры проектирования аэродинамической системы. Именно на втором этапе выполняется оптимизация параметров работы аэродинамических систем с использованием величины КПД нагнетателей.

Главным требованием выбора ТДМ является обеспечение заданной максимальной подачи  $Q^*$ . Для этого дутьевые вентиляторы и дымососы должны обеспечивать такой полный напор  $P_V$ , который при максимальной подаче  $Q^*$  компенсирует потери напора  $\Delta P$  на преодоление сопротивлений  $R$  в сети. То есть ТДМ продавливают

требуемое количество воздуха либо газов через систему, поэтому их называют нагнетателями.

Также существуют два условия оптимизации параметров аэродинамических трактов:

*1-е условие* – за рабочий участок напорной характеристики вентилятора должна приниматься та часть, на которой значение КПД вентилятора находится в диапазоне  $\eta_{\text{вент}} \geq 0,9\eta_{\text{вент max}}$  [3, п.2.15];

*2-е условие* – затраты электрической энергии  $N$  на привод вентилятора должны быть минимальными.

Главное требование – обеспечение заданной подачи  $Q^*$  и два условия оптимизации параметров аэродинамических трактов можно назвать правилами выбора ТДМ [4, 5]. При этом необходимо отметить, что единственным критерием, который сегодня используется для оптимизации параметров при проектировании аэродинамических систем, является КПД нагнетателей  $\eta_n$ . Однако, нагнетатель является только частью системы

Второе условие выбора ТДМ только декларирует необходимость снижения затрат энергии на привод, однако не имеет критерия оптимизации затрат энергии на обеспечение подачи.

### **Снятие ограничений мощности котлов путем замены тягодутьевых механизмов**

Рассмотрим варианты снятия ограничений мощности колов КВГМ-50. Для номинальной тепловой мощности котла  $N_{T.Ном} = 58$  МВт необходимо обеспечить подачу воздуха для горения топлива  $Q^* \approx 65$  тыс.м<sup>3</sup>/час [5]. Однако, рекомендуемый вентилятор ВДН-15 (см. таблицу 1) обеспечивает подачу не более  $Q_0 \approx 44$  тыс.м<sup>3</sup>/час. Из-за недостаточной подачи воздуха для горения реальная максимальная тепловая мощность котла не превышает величину  $N_{T.Реал} = 40$  МВт, а ограничение мощности котельной установки составляет  $\Delta N = N_{T.Ном} - N_{T.Реал} = 58 - 40 = 18$  МВт

Для снятия ограничений мощности на основе приведенных выше правил выбора ТДМ возможны два варианта увеличения подачи воздуха в котел:

*1-й вариант* – замена ВДН-15 на вентилятор больших размеров, например на ВДН-17 с диаметром  $D_2 = 1,7$  м без изменения скорости вращения  $n_1 = 980$  мин<sup>-1</sup>, то есть без замены электродвигателя;

*2-й вариант* – замены электродвигателя вентилятора ВДН-15 с целью увеличения скорости вращения рабочего колеса до  $n_2 = 1480$  об/мин.

Для наглядности выбора ТДМ по существующим правилам проектирования разработаны несколько способов представления характеристик нагнетателей [4, 5, 6]. Наиболее полно энергетические параметры нагнетателей представляют индивидуальные размерные характеристики вентиляторов и дымососов. Однако для предварительного анализа и выбора ТДМ разработаны сводные графики, на которых показаны рабочие участки напорных характеристик нагнетателей при требуемых значениях КПД (рис.1). Используя сводный график легко выбрать вентилятор по скорости вращения электродвигателя  $n$  и размерам рабочего колеса  $D_2$ , который указывается в марке вентилятора в дециметрах.

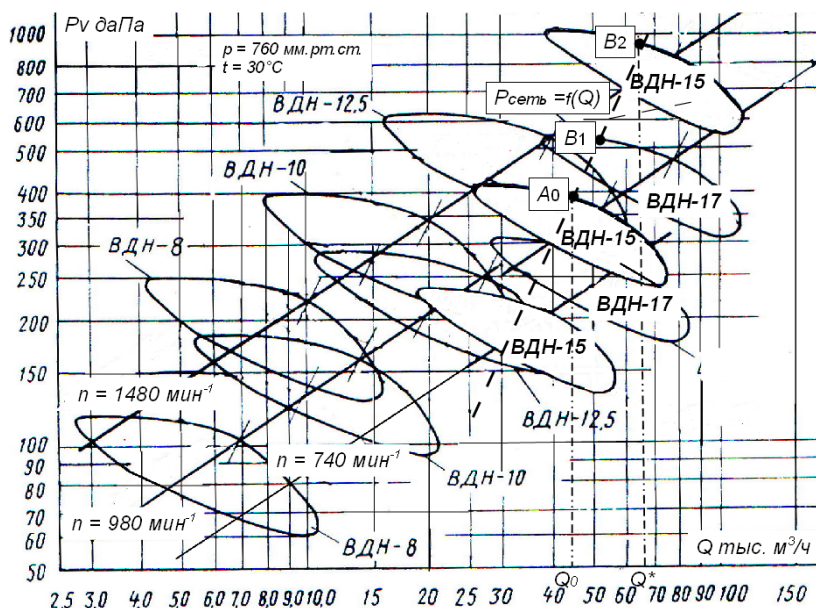


Рисунок 1. Сводный график рекомендуемых параметров работы вентиляторов марки ВДН

Для анализа вариантов выбора вентиляторов на сводном графике нами дополнительно построена характеристика сети  $P_{сеть} = f(Q)$  дутьевого тракта котла КВГМ-50, которая рассчитана по формуле (1) и рабочая точка  $A_0$  соответствует реальным величинам сопротивлений дутьевых трактов котлов КВГМ-50.

По первому варианту замена вентилятора ВДН-15 на больший ВДН-17 позволит увеличить подачу до рабочей точки  $B_1$ , в которой

подача вентилятора составит  $Q \approx 52$  тыс.м<sup>3</sup>/час. Увеличение подачи является недостаточной для номинальной мощности котла (см. табл. 1). Кроме того, увеличение размеров вентилятора приведет к повышению затрат электрической энергии на привод.

Затраты на привод вентилятора не показаны на сводном графике (см. рис.1). Для анализа затрат энергии на привод ТДМ используют формулу пересчета мощности подобных вентиляторов при изменении основных параметров [5, 6].

$$N_1 = N_0 \left( \frac{n_1}{n_0} \right)^3 \left( \frac{D_1}{D_0} \right)^5 \frac{\rho_1 \eta_0}{\rho_0 \eta_1} \quad (3)$$

Анализ формулы 3 показал, что увеличение производительности вентилятора за счет увеличения его диаметра рабочего колеса  $D$ , приводит к повышению затрат на привод рабочего колеса  $N$  пропорционально 5-й степени отношения диаметров. Увеличение производительности вентилятора за счет повышения скорости вращения  $n$  приводит к увеличению затрат энергии на привод диаметров рабочего колеса  $N$  пропорционально 3-й степени возрастания числа оборотов. Поэтому сегодня приоритетным считается вариант увеличения подачи ТДМ путем замены электродвигателя вентилятора с целью увеличения скорости его вращения.

Рассмотрим, как изменится подача воздуха в котел при замене электродвигателя с целью увеличения оборотов рабочего колеса до  $n_2 = 1480$  мин<sup>-1</sup> при неизменной характеристике сети. Подача вентилятора ВДН-15 при больших оборотах в рабочей точке В2 увеличивается до требуемой величины  $Q^* \approx 65$  тыс.м<sup>3</sup>/час. На рисунке 1 видно, что при неизменной характеристике сети  $P_{\text{сеть}} = f(Q)$  за счет повышения скорости вращения электродвигателя от  $n_1 = 980$  мин<sup>-1</sup> (точка АО) до  $n_2 = 1480$  мин<sup>-1</sup> (точка В2) подача воздуха увеличивается в 1,48 раза (с  $Q_0 \approx 44$  тыс.м<sup>3</sup>/час до требуемой величины  $Q^* = 65$  тыс.м<sup>3</sup>/час).

КПД вентилятора при подаче  $Q^*$ , обеспечивающей номинальную мощность котла, остается неизменным и приемлемо высоким  $\eta_{\text{вентА0}} = \eta_{\text{вентВ}} = 0,825$ . Однако затраты энергии на привод вентилятора увеличиваются с  $N_A = 55$  кВт до величины  $N_B > 180$  кВт, то есть более чем в три раза. Таким образом, при увеличении скорости вращения электродвигателя возникает противоречие между сохранением высокого значения КПД вентилятора при значительном повышении затрат энергии на привод в 3,27 раза для увеличения подачи воздуха в котел в 1,48 раза. Для устранения указанного противоречия при выборе ТДМ кроме КПД вентилятора предложено использовать коэффициент

удельных затрат энергии вентилятора  $k_N$ , который определяется как отношение затрат энергии на привод нагнетателя  $N$  к соответствующей подаче  $Q$ .

$$k_N = N / Q \quad (4)$$

Введение коэффициента удельных затрат  $k_N$  позволяет выполнять второе условие по оптимизации выбора ТДМ – снижение затрат энергии на привод нагнетателей. Расчеты коэффициента  $k_N$  показали, что увеличение подачи путем увеличения скорости вращения вентилятора является энергозатратным – при увеличении подачи воздуха в 1,48 раза, удельные затраты на привод вентилятора повысились от величины  $k_{N(A)} = 1,25$  до  $k_{N(B)} = 2,77$ .

Такое непропорциональное повышение затрат мощности на дутье объясняет причину того, что уже более 20 лет сложившаяся ситуация с ограничениями мощности котлов решается либо существенным увеличением удельных затрат мощности на привод ТДМ, либо для продолжения эксплуатации котельных установок обосновывают причины ограничений мощности котлов по тяге либо дутью.

### **Совершенствование сводного графика характеристик нагнетателей**

По данным данного сводного графика, приведенного на рисунке 1, для точек максимальных значений КПД вентилятора, где известна величины подачи  $Q$  и напора  $P_V$ , можно рассчитать значения реальных затрат электроэнергии на привод вентилятора. Это позволяет добавить дополнительную шкалу затрат энергии на привод нагнетателя  $N = f(Q)$  и анализировать энергозатраты энергии при работе нагнетателей. Такое совершенствование сводного графика дутьевых вентиляторов дает возможность оптимизации выбора дутьевых механизмов не только по скорости вращения  $n$  и диаметру  $D_2$ , но и по затратам мощности электродвигателя вентилятора, т.е. на привод. Кроме того, в поле характеристик сводного графика убрана лишняя информация, которая может быть дополнительно построена при принятии решений выбора нагнетателей.

Используя сводный график с указанием затрат мощности на привод в точках максимальных значений КПД вентиляторов позволяет не только рассматривать варианты выбора вентиляторов, но и выполнить анализ энергозатратности каждого варианта снятия ограничений мощности по дутью. Хотя это противоречит формуле 1 пересчета мощности вентиляторов, но более экономичным вариантом

увеличения подачи воздуха для горения в котле является использование ВДН-17 с оборотами  $n = 740$  об/мин, который обеспечит требуемую подачу с высоким КПД  $\eta_{\text{вент}} = 0,84$  и с меньшими затратами электродвигателя  $N_{\text{эл}}$ .

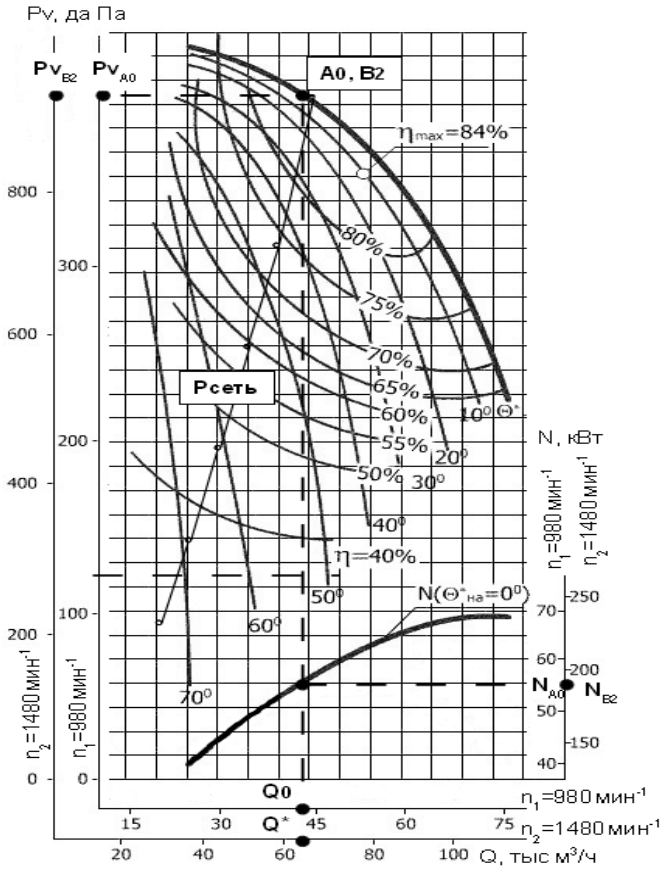


Рисунок 2. Параметры дутьевого тракта котла КВГМ-50 в поле характеристик вентилятора ВДН-15 при двух скоростях вращения

Здесь можно отметить существенное противоречие приведенных двух вариантов выбора дутьевых вентиляторов. Анализ показал, что 2-й вариант – выбор вентилятора с большей величиной диаметра рабочего колеса  $D_2 - 1,7$  м обеспечил снижение затрат энергии на привод в 4 раза, хотя в обоих вариантах КПД вентилятора имел практически максимальные значения.



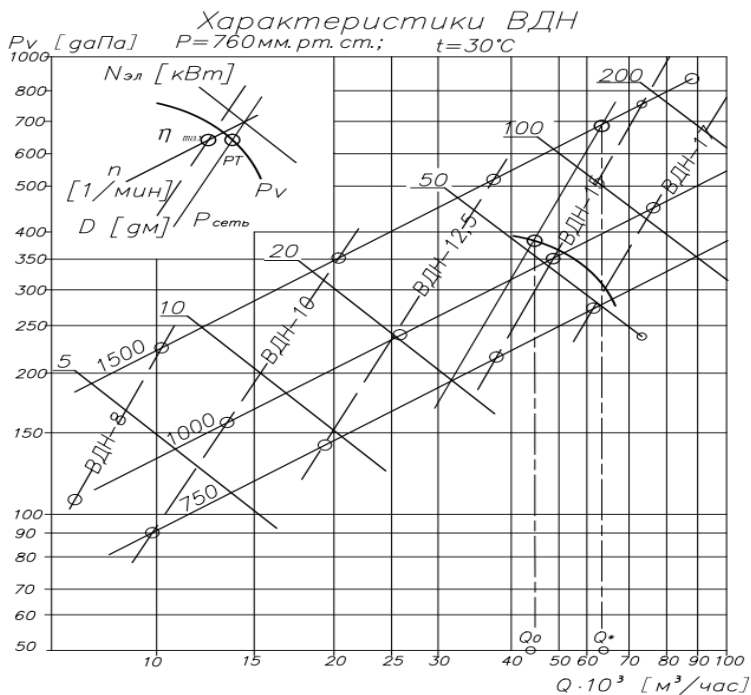


Рис. 3. Сводный график характеристик вентиляторов типа ВДН с анализом затратам мощности в области максимальных значений КПД

### **Выводы**

Мировой опыт свидетельствует, что реконструкция энергоустановок с целью улучшения параметров работы и продления срока их эксплуатации существенно дешевле строительства новых объектов. Реконструкция котлов с целью снижения потерь напора в тягодутьевых трактах котлов позволяют изменить отношение к проблеме ограничений мощности работающих котлов. То есть большая часть котлов КВГМ, находящихся в эксплуатации, имеют существенный резерв увеличения их нагрузки. Причем реконструкция, обеспечивающая снижение сопротивлений проточных частей выгодна тем, что существенно дешевле строительства новых объектов, а также позволяет увеличить производительность тягодутьевых механизмов с одновременным снижением удельных затрат энергии на тягу и дутье при всех значениях тепловой мощности котлов [12].

Использование двух коэффициентов: КПД нагнетателей для оптимизации по 1-му условию выбора ТДМ и коэффициента удельных затрат  $k_N$  для оптимизации по 2-му условию выбора ТДМ позволяет разрабатывать энергосберегающие варианты увеличения подачи вентиляторов.

### Summary

**There was developed and implemented energy-saving option to improve the thermal power or remove the power limitations boilers without changing forced-draft mechanisms, but only at the expense of aerodynamic adjustments forced-draft tracts. The supply increasment by adjusting the structure of the flow and reduce the resistance of flowing parts of the auxiliary equipment can increase the compressors performance for 20 - 40%, respectively, to increase the efficiency of the boiler while reducing the cost of power for traction and blowing at more than 50%.**

### Литература

1. Бузников У.Ф., Раддацис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные / - М Энергомашиздат, 1984.
2. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы. – М.: Стройиздат, 1990.
3. ГОСТ 1616-90 Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры. М.: Издательство стандартов, 1990.
4. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). под ред. С.И. Мовчана. Л., Энергия.1977.
5. Соломахова Т. С., Чебышева К. В., Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики. Справочник // – М.: Машиностроение, 1976.
6. Тягодутьевые механизмы. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1988. – 303 С.
7. Пат. PST 5.812.423 USA Method of determining for working media motion and designing flow structures for same // Maisotsenko V. S., Arsiri V. A. ¾ Publ. 22.09.1998.
8. Мазуренко А.С., Арсирий В.А. Повышение эффективности турбинных установок за счет совершенствования проточных частей патрубков// Весник НТУ «ХПИ». - 2005 - Вып.6 . С. 39-43.
9. Арсирий В.А., Бычков Ю.М. Поляризационно – оптический метод визуализации потоков в затопленном пространстве // Сибирский физико–технический журнал. – 1992.– Вып.2.– С. 64–69.
10. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / Под ред. М.О. Штейнберга.– 3-е изд.– М.: Машиностроение, 1992. – 672 С., ил.
11. Струйно-нишевая технология сжигания топлива на объектах энергетики. // Абдулин М.З., Дубовик В.С. /»Новости теплоснабжения», М.2004. №11 с-19-22.
12. Арсирий В.А. Совершенствование оборудования тепловых и ядерных энергоустановок на основе диагностики потоков. Диссертация доктора технических наук, Одесса 2004 г. [www.disslib.org/sovershenstvovanye-oborudovanyja-teplovykh-y-jadernykh.html](http://www.disslib.org/sovershenstvovanye-oborudovanyja-teplovykh-y-jadernykh.html).