

УДК 621.039.546:621.039.52.034.3

**УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА СТОЧНЫХ ВОД
ОТДЕЛОЧНЫХ ЦЕХОВ ТЕКСТИЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

**WASTE HEAT UTILIZATION
FROM TEXTILE FINISHING WORKSHOPS**

В.В. ЛОЗОВЕЦКИЙ, Е.Г. КОМАРОВ, В.В. ЛЕБЕДЕВ

V.V. LOZOVETSKY, E.G. KOMAROV, V.V. LEBEDEV

(Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (Мытищинский филиал),
Российский технологический университет – МИРЭА)

(Moscow State Technical University named after N. Bauman (Mytishchi branch),
Russian Technology University – MIREA)

E-mail: lozovetsky@mail.ru; fuzzykom@gmail.com; voval_matr@mail.ru

Предложены технические решения для практического использования остаточного тепла сточных вод отделочных цехов текстильных предприятий с помощью теплонасосной трансформации тепловой энергии в установках, работающих по обратным циклам Ренкина и Лоренца, и конструкции для съема тепла сточных вод в каналах систем водоотведения предприятия, основанные на применении двухтрубных теплообменников, известных как трубки Филда.

Technical solutions are proposed for the practical use of residual heat of wastewater from finishing shops of textile enterprises using heat pump transformation of thermal energy in installations operating on reverse Renkin and Lorentz cycles, and designs for removing waste heat from canals of wastewater systems of an enterprise based on The application of twin-tube heat exchangers, known as Field tubes.

Ключевые слова: сточные воды, теплонасосная трансформация тепла, циклы Ренкина и Лоренца, двухтрубные теплообменники, трубки Филда, утилизация тепла сточных вод, теплофикация.

Keyword: wastewater, heat pumping heat transformation, Renkin and Lorentz cycles, two-tube heat exchangers, Field tubes, wastewater heat recovery, heating.

Текстильное производство характеризуется значительными объемами сточных

вод, которые даже при применении современных водосберегающих технологий мо-

гут достигать 1000 м³/сутки, а удельное потребление воды составляет 200 м³/т выпускаемой продукции и выше. Сточные воды имеют сложный состав (взвешенные вещества: 50...500 мг/л; органический азот: 18...39 мг/л; фосфаты: 0,3...15 мг/л; хлориды: 0,2...0,5 мг/л; красители: 5·10²...10³) и высокую температуру: (50...85)°С [1], [2]. Их сброс в окружающую среду приводит к ее химическому и тепловому загрязнению. Эта теплота имеет значительный тепловой потенциал, может быть утилизирована и рассматривается как дополнительный энергетический ресурс. На предприятии, выпускающем 25 т/сут продукции, образуется 5 тыс. м³/сут сточных вод, охлаждая которые с 55 до 15°С, можно получить в сутки Q = 838 ГДж тепла, покрывая потребность в нем технологических процессов, а при соответствующей их очистке использовать для теплофикации и в бытовых целях.

Утилизации тепла городских стоков с применением тепловых насосов и ее эффективность в целях теплофикации доказана в [3]. Тепловые насосы работают на основе обратных термодинамических циклов трансформации тепловой энергии, преобразуя тепло низкого термодинамического потенциала в высокопотенциальную тепловую энергию [4], [5]. Так как термодинамический потенциал городских стоков (средняя температура не превышает 25°С) значительно ниже по сравнению с рассматриваемым типом сточных вод, то можно ожидать высокой эффективности применения схем теплонасосной теплофикации. Используя полученные в [3] средние коэффициенты преобразования тепловой энергии μ , которые составляют: $\mu = 5$ в пароконденсационном цикле Ренкина на R-142, а в парогазовом цикле Лоренца на CO₂ $\mu = 7$, оценим теплофикационный эффект применения тепловых насосов, работающих по этим циклам применительно к рассматриваемой проблеме. Количество тепла, которое можно при этом получить:

в цикле Ренкина

$$Q_n = Q \frac{\mu}{\mu - 1} = 1047,5 \text{ ГДж/сут}$$

при мощности привода компрессора теплового насоса

$$N = Q \frac{1}{\mu - 1} = 209,5 \text{ ГДж/сут},$$

в цикле Лоренца

$$Q_n = Q \frac{\mu}{\mu - 1} = 977,67 \text{ ГДж/сут}$$

при мощности привода компрессора теплового насоса

$$N = Q \frac{1}{\mu - 1} = 139,67 \text{ ГДж/сут}.$$

Средняя температура получаемого теплоносителя при использовании теплообменника с погруженной в сточные воды системой трубок Филда составит не менее 70°С. Оптимизация его конструктивных решений базируется на схеме охлаждения и связанной с ней схеме теплонасосной теплофикации по пароконденсационному циклу Ренкина, представленных на рис. 1-а.

На рис. 1 показана схема системы теплонасосной утилизации тепла сточных вод – а): 1 – теплообменник на трубках Филда; 2 – контур промежуточных теплоносителей в системе охлаждения сточных вод и теплофикации; 3, 5, 10, 12 – насос; 4, 11 – бак промежуточного теплоносителя системы охлаждения и теплофикации; 6 – испаритель; 7 – компрессор; 8 – конденсатор; 9 – канал; 13 – ресивер; 14 – терморегулирующий клапан; 15, 16 – теплообменники системы теплофикации и горячего водоснабжения; 17, 18 – теплый, охлажденный стоки; б) – подключение трубок Филда к рядным и общим коллекторам: 1 – трубки Филда, устанавливаемые в рядах по ходу стоков в канале; 2 – коллектор отводящий рядный; 3 – коллектор подводящий рядный; 4 – коллектор напорный холодного теплоносителя; 5 – коллектор теплого теплоносителя (отводящий).

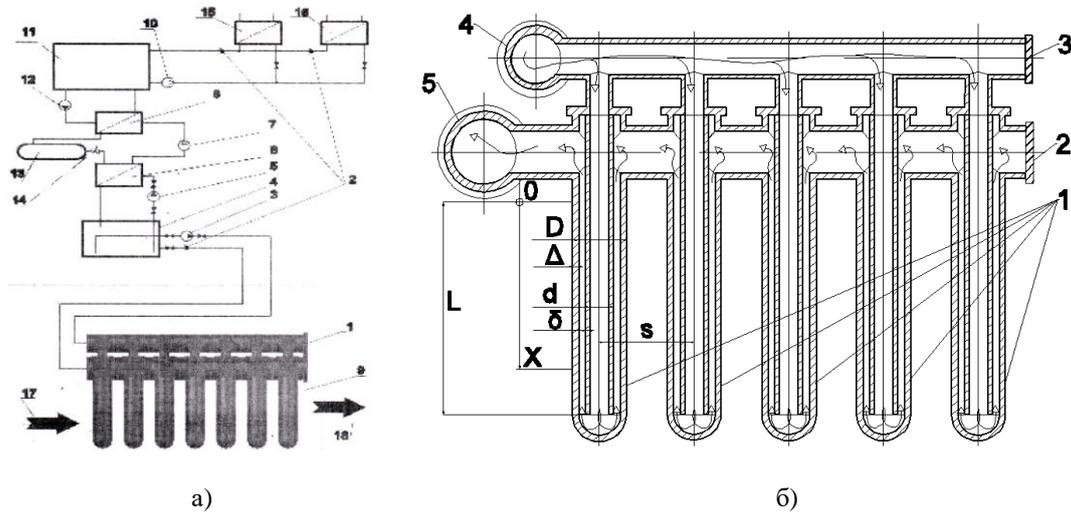


Рис. 1

Охлаждение трубок Филда осуществляется с помощью промежуточного теплоносителя, который насосом 3 направляется из бака промежуточного теплоносителя 4 в коллекторы теплообменника 1 и после прохождения теплообменника возвращается в бак. Поддержание температуры промежуточного теплоносителя в баке обеспечивает система охлаждения, которая отводит тепло, сообщаемое промежуточному теплоносителю в теплообменнике при охлаждении сточных вод, утилизируемое в испарителе теплового насоса и отводимое в его конденсаторе на нужды теплофикации. Отдельные трубки Филда и схема их подключения в групповые коллекторы, которая наиболее рациональна с конструктивной точки зрения с учетом простоты конструкции, монтажа, обслуживания, оптимальной материалоемкости и ряда других факторов, показаны на рис. 1-б.

В представленном варианте возможен регенеративный теплообмен между потоками промежуточного теплоносителя, поступающего в трубки Филда 1 и отводимого из них в рядные коллекторы 2. Каналы теплообменника для его движения сформированы двумя коаксиальными цилиндрическими трубками: внешней и внутренней, причем внешняя трубка снизу имеет заглушку полусферической формы, образуя корпус, напоминающий по форме гильзу. Промежуточный теплоноситель совершает в каналах теплообменника сложное движение: сначала он движется сверху вниз по

внутренней трубке, потом – снизу вверх по кольцевому каналу между наружной поверхностью внутренней трубки и внутренней поверхностью наружной трубки.

В работе [3] предложена обобщенная математическая модель теплообмена в одиночной трубке Филда при условии постоянства температуры сточных вод снаружи гильзы. Предполагая постоянство водяного эквивалента промежуточного теплоносителя в каналах теплообменника, получим формулу для определения значений линейного теплового потока вдоль трубки в виде:

$$q_L(x, L) = K_2 \theta_0 \frac{A_1 r_2 e^{r_2 L + r_1 x} - A_2 r_1 e^{r_1 L + r_2 x}}{r_2 e^{r_2 L} - r_1 e^{r_1 L}}, \quad (1)$$

где $q_L(x, L)$ – функция линейного теплового потока, Вт/м; коэффициенты модели;

$$r_1 = \frac{K_2}{2W} \left(1 + 4 \sqrt{1 + \frac{K_1}{K_2}} \right);$$

$$r_2 = \frac{K_2}{2W} \left(1 - 4 \sqrt{1 + \frac{K_1}{K_2}} \right); A_1 = 1 + \frac{r_1 W}{K_1};$$

$$A_2 = 1 + \frac{r_2 W}{K_1}; \theta_0 = T_{sw} - T_0 - \text{разность температур сточной воды и начальной температуры теплоносителя в сечении } x = 0 \text{ на входе в рабочую часть трубки, } K;$$

T_{sw} – температура сточной воды снаружи гильзы теплообменника, К; T_0 – начальная температура теплоносителя, К; K_1 – линейный коэффициент теплопередачи через стенку цент-

ральной трубы между нисходящим и восходящим потоками, Вт/(м·К); K_2 – линейный коэффициент теплопередачи через стенку гильзы канала между омывающими снаружи канал сточными водами и восходящим потоком тепловоспринимающей среды, Вт/(м·К); C – изобарная теплоемкость промежуточного теплоносителя, Дж/(кг·К); w_1, w_2 – скорость нисходящего и восходящего потока, м/с;

$$W = C\rho w_1 \frac{\pi(d-2\delta)^2}{4} = C\rho w_2 \frac{\pi[(D-2\Delta)^2 - d^2]}{4}$$

– водяной эквивалент промежуточного теплоносителя для нисходящего и восходящего потока соответственно, Вт/К; D, Δ – наружный диаметр и толщина стенки гильзы канала, м; d, δ – наружный диаметр и толщина стенки центральной трубы, м; x, L – текущая координата расчетного сечения и расчетная глубина погружения трубки в канал сточных вод, м, (рис. 2); ρ – плотность промежуточного теплоносителя, кг/м³.

При тех же предположениях получена следующая формула, выражающая зависимость тепловой мощности трубки от глубины погружения и других параметров модели:

$$Q_{\text{тф}}(L) = \frac{2W\theta_o}{1 + \sqrt{1 + 4 \frac{K_1}{K_2} e^{\frac{K_2 L}{w} \sqrt{1 + 4 \frac{K_1}{K_2}}}} + 1}. \quad (2)$$

Тепловая мощность $Q_{\text{тф}}(L)$ отдельной трубки определяется ее длиной, водяным эквивалентом, разностью температур и скоростью теплоносителя, ограниченной допустимыми гидравлическими сопротивлениями, определяющими затраты энергии на прокачку промежуточного теплоносителя, их влияние на эффективность теплоотдачи и водяной эквивалент. Скорости сточных вод между гильзами определяются конструктивно-технологическими ограничениями на плотность компоновки трубок Филда в ряду. Основные факторы математической модели, влияющие на тепловую

мощность, – размеры, в число которых входят длина L , диаметры трубок (D, d) и шаг трубок в ряду S . При большом числе трубок для упрощения конструкции теплообменника предлагается схема группового подключения, при которой группы трубок Филда в каждом ряду подключаются к отдельному коллектору, а коллекторы рядов – к общему коллектору. Это позволяет реализовать блочно-модульную компоновку и при необходимости наращивать или уменьшать теплообменник унифицированными блоками. Канал сточных вод отделочных цехов может представлять дворовый приемник, из которого они направляют на локальные очистные сооружения. Предварительное охлаждение повышает эффективность очистки сточных вод, а также уменьшает температуру их выпуска, снижая тепловое загрязнение водоемов, в которые после очистки поступают стоки. Для двухтрубных теплообменников оптимальна модель теплообменника дискретного типа, в которой определяется количество трубок Филда, исходя из общего теплового баланса и расчетной тепловой мощности единичной трубки:

$$N_{\text{то}} \geq \frac{W_{\text{sw}}(t_1^{\text{sw}} - t_2^{\text{sw}})}{\bar{Q}_{\text{тф}}(\bar{\theta}_o, L)}, \quad N_{\text{то}} = N_{\text{тр1р}} N_{\text{р}}, \quad (3)$$

где $N_{\text{то}}$, $N_{\text{тр1р}}$, $N_{\text{р}}$ – общее число трубок, число трубок в одном ряду и число рядов трубок соответственно; $W_{\text{sw}} = C_{\text{sw}} \rho_{\text{sw}} \bar{w}_{\text{sw}} S_{\text{cs}}^{\text{swk}} = C_{\text{sw}} \rho_{\text{sw}} q_{\text{sw}}$ – водяной эквивалент сточных вод, Вт/К; C_{sw} – изобарная теплоемкость сточной воды, Дж/(кг·К); ρ_{sw} – плотность сточной воды, кг/м³; \bar{w}_{sw} – средняя по полному сечению канала скорость сточной воды, м/с; q_{sw} – объемный расход сточных вод, м³/с; $S_{\text{cs}}^{\text{swk}} = B_{\text{cs}}^{\text{swk}} H_{\text{cs}}^{\text{swk}}$ – площадь полного сечения канала, м²; $B_{\text{cs}}^{\text{swk}}$, $H_{\text{cs}}^{\text{swk}}$ – ширина и глубина канала, м; t_1^{sw} , t_2^{sw} – начальная и конечная температура сточной воды, К; $\bar{Q}_{\text{тф}}(\bar{\theta}_o, L)$ – мощность одной труб-

ки, Вт; $\bar{\theta}_0$ – температура сточной воды и начальной температуры теплоносителя, К.

Рабочая часть трубки погружена в поток сточных вод, поэтому в расчетах обычно полагают ее равной глубине канала $L \approx H_{cs}^{swk}$. Число труб и рядов – целые числа, их общее число выбирается наименьшим из ряда целых чисел, которые удовлетворяют неравенству и равенству модели (3).

В системе трубок, расположенных в потоке сточных вод, происходит изменение температурного поля теплоносителя в двух измерениях: в направлении течения теплоносителя и по глубине потока, формула (1). Теплообмен в каждом предыдущем ряду трубок влияет на вертикальную стратификацию температурного поля в канале сточных вод. Точность расчетов по зависимости (3) зависит от выбора расчетных параметров. В качестве упрощения, снижающего размерность задачи оптимизации, используем среднюю по сечению температуру сточных вод для расчета тепловой мощности трубок в одном ряду. В этом случае можно принять для расчета по модели (3) среднюю температуру сточной воды между входным и выходным сечением теплообменника. Критерием для определения оптимальных параметров теплообменника принята минимальная материалоемкость, вариативной составляющей функции материалоемкости – суммарная масса материала рабочих частей трубок теплообменника. Основными факторами, влияющими на выбор оптимальных решений, являются размеры. Оптимальное проектирование выполним для теплообменника, охлаждающего 5 тыс. м³/сут сточных вод с 55 до 15°C. Результаты моделирования показали, что наибольшее влияние на материалоемкость оказывают такие конструктивные факторы, как диаметры (наружный и внутренний) трубки Филда (D, d) и относительный шаг трубок в ряду s/D, если не рассматривать фактор скорости. На рис. 2-а представлена зависимость материалоемкости G в тоннах от внутреннего диаметра трубок при разных скоростях промежуточного теплоносителя.

Рис. 2 – зависимость материалоемкости от: а – диаметра трубки; кривые соответ-

ствуют следующим скоростям промежуточного теплоносителя: 1 – 0,5 м/с; 2 – 1,0 м/с; 3 – 1,5 м/с, б – относительного шага трубок в ряду, кривые соответствуют разным скоростям сточной воды: 1 – 0,04 м/с; 2 – 0,4 м/с; 3 – 4 м/с.

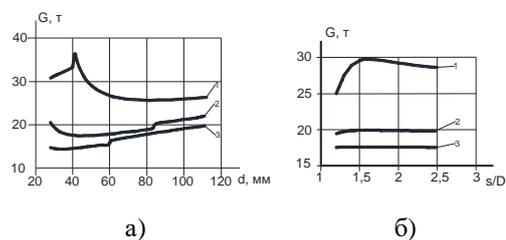


Рис. 2

Скорость сточной воды принята равной 0,04 м/с, исходя из оптимального соотношения поперечного и продольного размеров теплообменника. Внутренний и внешний диаметры связаны между собой равенством расхода промежуточного теплоносителя в центральной трубке и в кольцевом канале. Скорости в каналах отличаются незначительно, и соотношение между диаметрами достаточно жестко детерминировано. Из графиков следует, что оптимальные диаметры центральной трубки составляют от 40 до 80 мм.

На рис. 2-б представлена зависимость материалоемкости G от относительного шага рядной компоновки трубок при разных скоростях потока сточных вод в зазорах между трубками, при постоянной скорости промежуточного теплоносителя 0,5 м/с. Анализ графиков показывает, что оптимальный относительный шаг имеет значение $s/D = 1,2$. Отношение длины рабочей части трубки к ширине канала определяет глубину канала и его высоту теплообменника. Вариативный анализ численных результатов моделирования показал, что оптимальной с точки зрения влияния на соотношения размеров теплообменника будет $H_{cs}^{swk} / B_{cs}^{swk} = 0,5$, что было использовано при уточнении общего количества трубок, количества трубок в ряду и количества рядов трубок в проектируемом теплообменнике, которое было произведено после принятия оптимального количества трубок в одном ряду путем проведения последовательного расчета средней температуры

сточной воды. Расчет проводился по рекуррентным формулам (4), начиная с 1-го ряда, которому соответствует значение $k=1$ и продолжается до тех пор, пока $t_k^{sw} \leq t_2^{sw}$.

Соответствующее этому условию значение k будет определять количество рядов, то есть $N_p = k$.

$$t_k^{sw} = t_{k-1}^{sw} - \frac{N_{\text{тр1р}} \bar{Q}_{\text{тф}}(\bar{\theta}_{\text{ок}}, L)}{W_{sw}}; \quad \bar{\theta}_{\text{ок}} = t_{k-1}^{sw} - T_o; \quad t_0^{sw} = t_1^{sw}. \quad (4)$$

Оптимальные параметры проектируемого

теплообменника представлены в табл.1.

Т а б л и ц а 1

№	Параметр	Ед. изм.	Значение
1	Расход сточных вод	м ³ /сут	5000
2	Начальная температура сточной воды t_1^{sw}	°С	55
3	Конечная температура сточных вод t_2^{sw} , не более	°С	15
4	Тепловая мощность теплообменника, не менее	кВт	9900
5	Наружный диаметр гильзы трубки Филда D	мм	90
6	Наружный диаметр центральной трубки d	мм	56
7	Толщина стенки гильзы Δ	мм	5
8	Толщина стенки центральной трубки δ	мм	3
9	Материал стенок		Сталь нерж.
10	Относительный шаг трубок в ряду s/D		1,2
11	Отношение глубины канала к ширине $H_{cs}^{swk} / B_{cs}^{swk}$		0,5
12	Расчетная скорость сточных вод между трубами w_{sw}	м/с	0,04
13	Промежуточный теплоноситель: водный раствор этиленгликоля 19,8%: температура на входе в трубки Филда скорость в центральной трубке скорость в кольцевом канале	°С	10
		м/с	0,5
		м/с	0,4
14	Число трубок в одном ряду		40
15	Число рядов трубок		82
16	Общее число трубок		3280
17	Ширина канала для установки теплообменника B_{cs}^{swk}	мм	4320
18	Глубина канала для установки теплообменника H_{cs}^{swk}	мм	2160
19	Длина канала для установки теплообменника	мм	8856

Оценка максимальных тепловых потерь контура трансформации тепловой энергии от регенеративного теплообмена в отводящем рядном коллекторе первого ряда показывает, что они не превышают 2% от величины полезного теплосъема. Их величина в последующих рядах будет снижаться. Тем не менее, в силу большого количества рядов уровень общих тепловых потерь может быть значительным. Снизить эти потери можно нанесением слоя полимерной теплоизоляции на наружную поверхность центральной трубки в области отводящего рядного коллектора.

ВЫВОДЫ

Результаты работы показывают возможность проектирования теплообменников на трубках Филда для охлаждения сточных вод с оптимальными параметрами.

Технологичная модульная конструкция и внешняя конфигурация теплообменников обеспечивают их производство, обслуживание, трансформацию и утилизацию теплоты сточных вод в целях теплофикации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Производство текстильных изделий (промывка, отбеливание, мерсеризация, крашение текстильных волокон, отбеливание, крашение текстильной продукции). Информационно-технический справочник по наилучшим доступным технологиям – ИТС 39 – 2017. Федеральное Агентство по Техническому Регулированию и Метрологии. – М.: Бюро НДТ, 2017.

2. *Машиников И.В.* Водоснабжение и водоотведение на льноперерабатывающих предприятиях // Российский химический журнал. – 2002. Т. XLVI, №2. С. 82...89.

3. *Лозовецкий В.В., Лебедев В.В., Черкина В.М., Иванчук М.С.* Снижение тепловой нагрузки на окружающую среду с помощью тепловых насосов в системе очистки сточных вод. – Минск: Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, Инженерно-физический журнал. – 2018, том 92, № 2 (март-апрель). С. 504...512.

4. *Соколов Е.Я., Бродянский В.М.* Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоиздат, 1981.

5. *Янтовский Е.И., Левин Л.А.* Промышленные тепловые насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1989.

6. *Хаузен Х.* Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. – М.: Энергоиздат, 1981.

REFERENCES

1. Proizvodstvo tekstil'nykh izdeliy (promyvka, otbelivanie, merserizatsiya, krashenie tekstil'nykh

volokon, otbelivanie, krashenie tekstil'noy produktsii). Informatsionno-tekhicheskiy spravochnik po nailuchshim dostupnym tekhnologiyam – ITS 39 – 2017. Federal'noe Agentstvo po Tekhnicheskomu Regulirovaniyu i Metrologii. – М.: Byuro NDT, 2017.

2. *Mashnikov I.V.* Vodosnabzhenie i vodootvedenie na l'nooperabatvayushchikh predpriyatiyakh // Rossiyskiy khimicheskiy zhurnal. – 2002. T. XLVI, №2. S.82...89.

3. *Lozovetskiy V.V., Lebedev V.V., Cherkina V.M., Ivanchuk M.S.* Snizhenie teplovoy nagruzki na okruzhayushchuyu sredu s pomoshch'yu teplovykh nasosov v sisteme ochistki stochnykh vod. – Minsk: Institut teplo- i massoobmena imeni A. V. Lykova Natsional'noy akademii nauk Belarusi, Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal. – 2018, tom 92, № 2 (mart-aprel'). S. 504...512.

4. *Sokolov E.Ya., Brodyanskiy V.M.* Energeticheskie osnovy transformatsii tepla i protsessov okhlazhdeniya. – 2-e izd., pererab. – М.: Energoizdat, 1981.

5. *Yantovskiy E.I., Levin L.A.* Promyshlennyye teplovye nasosy. – М.: Energoatomizdat, 1989.

6. *Khauzen Kh.* Teploperedacha pri protivotoke, pryamotoke i perekrestnom toke. – М.: Energoizdat, 1981.

Рекомендована кафедрой автоматизации технологических процессов, оборудования и безопасности производств Мытищинского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. Поступила 27.03.20.