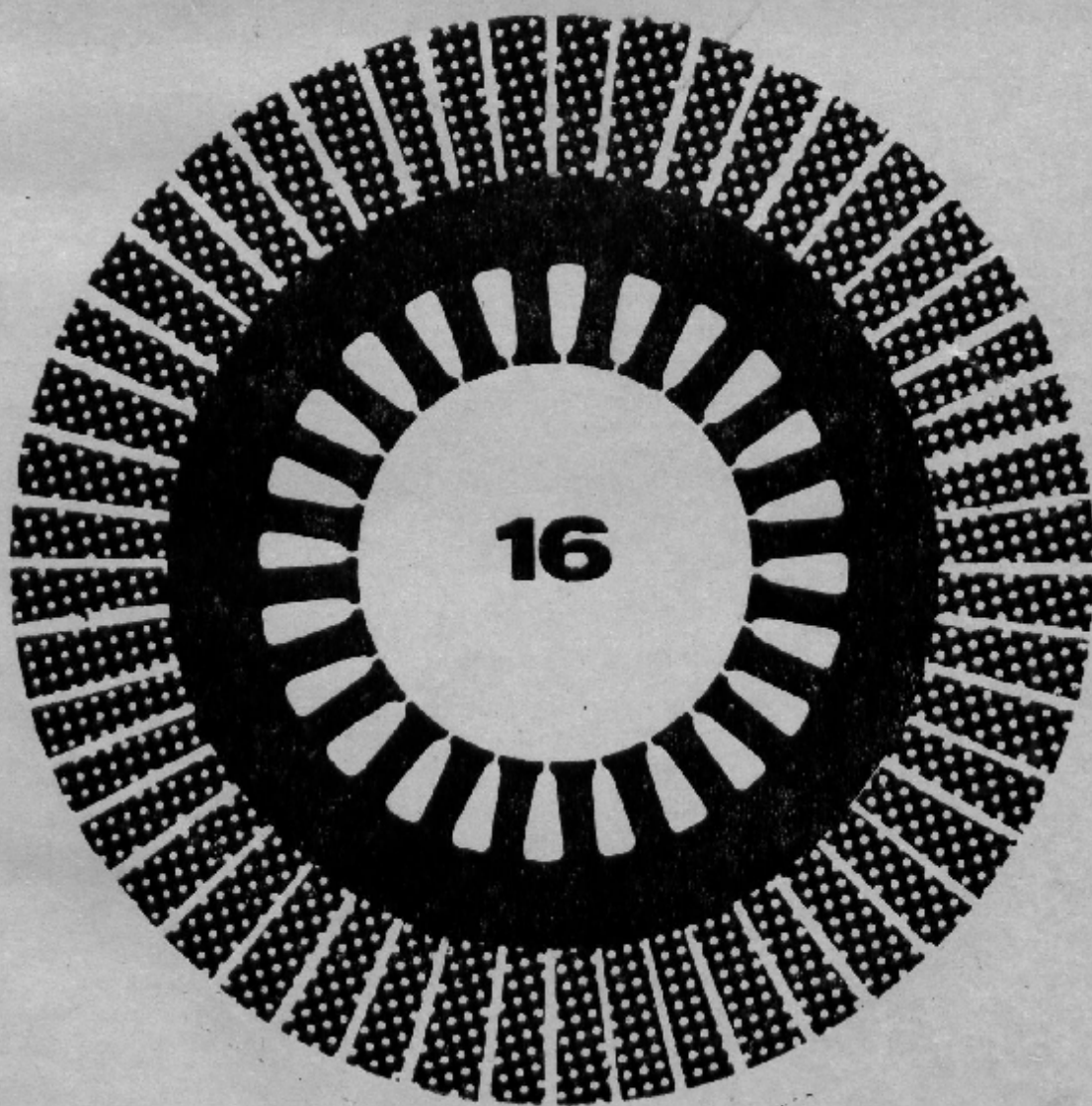


# **Энергети ческое машино строение**



4—3 экономичнее регенеративного и безрегенеративного варианта схемы 3—3. Безрегенеративный вариант схемы 4—4 экономичнее регенеративного варианта схемы 3—3 при  $b < 19,8$  руб/т. у. т., экономичнее регенеративного варианта схемы 4—3 при  $b < 16$  руб/т. у. т. и экономичнее регенеративного варианта схемы 4—4 при  $b < 13$  руб/т. у. т. Последнее видно из рис. 2.

При стоимости топлива выше указанных величин схемы с регенерацией оказываются экономичнее безрегенеративных вариантов.

Следует отметить, что изменение стоимостных и удельных показателей рассматриваемых вариантов газотурбинных установок и замещаемой электростанции изменят границы применимости схем, однако качественная картина при этом не изменится.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Методика технико-экономических расчетов в энергетике. Госкомитет по науке и технике, АН СССР, Министерство энергетики и электрификации СССР. М., 1966, с. 3—10.

2. Дедусенко Ю. М., Дедков Г. В. Выбор оптимальных по к. п. д. и удельной работе степеней сжатия и расширения многовальных ГТУ. — «Изв. вузов. Энергетика», 1969, № 4, с. 38—43.

3. Дедков Г. В. К вопросу об определении оптимальных по к. п. д. степеней сжатия и расширения многовальных ГТУ. — Сб. «Энергетическое машиностроение», вып. 8. Изд-во Харьк. ун-та, 1970, с. 83—87.

4. Дедков Г. В. К выбору параметров теплообменных устройств в схемах ГТУ. — Тезисы докладов научно-технической конференции молодых ученых Харькова. Харьков, 1968, с. 63—65.

### ОПТИМИЗАЦИЯ РЕВЕРСИВНЫХ НАСОСНЫХ РЕШЕТОК С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА ПРИ ПОИСКЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ

*А. С. Мандрыка*

Харьков

С реверсивными решетками приходится встречаться при проектировании лопаточных аппаратов осевых реверсивных гидромашин, отличительной особенностью которых является равенство энергокавитационных характеристик на прямом и обратном режимах работы (при прочих равных условиях). Простой анализ различных режимов работы показывает, что такие решетки должны быть составлены из симметричных относительно своего геометрического центра профилей (с изгибом средней линии или без нее).

В отечественной практике полностью отсутствуют какие-либо теоретические и экспериментальные исследования решеток подобного типа. В то же время известно, что реверсивные осе-

вые насосы выпускаются многими иностранными фирмами. Имеющиеся зарубежные источники информации позволяют лишь в какой-то мере судить о достигнутом уровне энергетических и кавитационных показателей, но не дают никакого представления о методах и способах, обеспечивающих их получение. Поэтому при создании первых отечественных образцов реверсивных осевых насосов необходимо было решить целый ряд вопросов, связанных с расчетом и профилированием их лопастных систем.

Составной частью комплексной задачи, определившей направление последующих расчетно-теоретических исследований, явилось отыскание оптимального для заданных условий варианта плоской решетки профилей на соответствующей осесимметричной<sup>1</sup> поверхности тока.

Задача может быть решена теоретическим и экспериментальным путем (проливка, продувка решеток в гидро- или аэротрубе). Однако в связи с большой трудоемкостью и длительностью последнего предпочтительным является теоретический путь исследования, так как позволяет еще на стадии проектирования производить отбор решеток по их основным показателям. Кроме того, аналитические методы дают возможность с высокой степенью точности оценить влияние изменения геометрических и режимных параметров решетки на ее гидродинамические характеристики, что особо важно при относительном сравнении решеток.

В гидромашиностроении в настоящее время для поиска оптимальных решеток, как правило, применяется однофакторный эксперимент [7], т. е. производится частичная оптимизация последовательно по каждому фактору (густота решетки  $l/t$ , угол установки профиля  $\beta_{уст}$ , входной угол атаки  $\alpha_1$  и др.) в отдельности [2, 6]. Это в какой-то мере может быть оправдано для типовых или достаточно изученных решеток, когда экстремальная область изменения оптимизируемого параметра сравнительно просто определяется по имеющемуся количеству априорной информации. В противном случае указанный способ неприемлем, так как требует большого объема исследовательских работ. В связи с этим большие возможности открывает экстремальный многофакторный (все факторы варьируются одновременно) эксперимент, который мы применяли для поиска оптимальных реверсивных решеток.

В силу сказанного и в соответствии с [7] экономичность  $\eta_{реш}$ , теоретический напор  $H_{т,реш}$ , критический кавитационный коэффициент  $\sigma_{кр}$  реверсивной решетки можно рассматривать как параметры оптимизации, изменяющиеся в функции от факторов  $l/t$ .

<sup>1</sup> Цилиндрическая поверхность, потому что рассматривается чисто осевой насос с цилиндрическими камерой и втулкой.

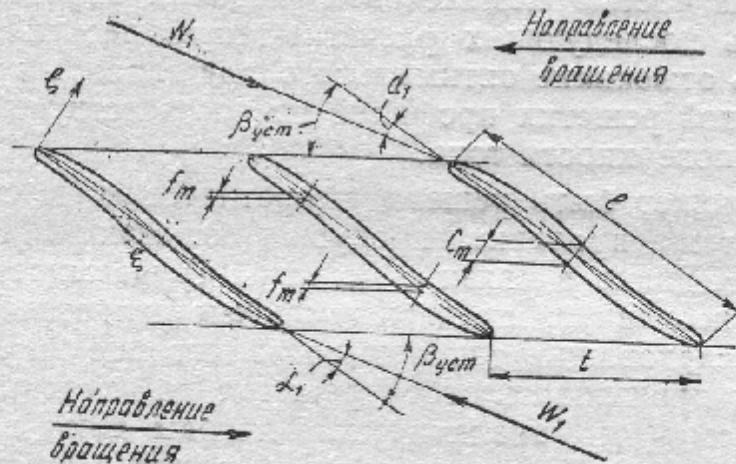
$\beta_{уст}$ ,  $\bar{f}_m$ ,  $\bar{c}_m$ ,  $\alpha_1$  и др. (рисунок):

$$\eta_{реш} = \varphi_1(l/t, \beta_{уст}, \bar{f}_m, \bar{c}_m, \alpha_1, \dots), \quad (1)$$

$$H_{т.реш} = \varphi_2(l/t, \beta_{уст}, \bar{f}_m, \bar{c}_m, \alpha_1, \dots), \quad (2)$$

$$\sigma_{кр} = \varphi_3(l/t, \beta_{уст}, \bar{f}_m, \bar{c}_m, \alpha_1, \dots), \quad (3)$$

где  $\bar{f}_m = \frac{f_m}{l}$ ,  $\bar{c}_m = \frac{c_m}{l}$  — соответственно максимальные относительные прогиб средней линии и толщина профиля.



Реверсивная насосная решетка.

Для решения задачи оптимизации необходимо выбрать вид функций  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  и записать их уравнения, т. е. найти математические модели, связывающие параметры оптимизации с факторами. Указанные функции проще всего аппроксимировать полиномами любой степени. Так, в случае линейной аппроксимации и с учетом обозначений  $y_I = \eta_{реш}$ ,  $y_{II} = H_{т.реш}$ ,  $y_{III} = \sigma_{кр}$ ,  $x_1 = l/t$ ,  $x_2 = \beta_{уст}$ ,  $x_3 = \bar{f}_m$  и т. д. уравнения (1), (2), (3) запишутся так:

$$y_I = b_{0-I} + b_{1-I}x_1 + b_{2-I}x_2 + b_{3-I}x_3 + \dots + b_{n-I}x_n, \quad (1')$$

$$y_{II} = b_{0-II} + b_{1-II}x_1 + b_{2-II}x_2 + b_{3-II}x_3 + \dots + b_{n-II}x_n, \quad (2')$$

$$y_{III} = b_{0-III} + b_{1-III}x_1 + b_{2-III}x_2 + b_{3-III}x_3 + \dots + b_{n-III}x_n. \quad (3')$$

Численные значения коэффициентов  $b_{0-I}$ ,  $b_{0-II}$ ,  $b_{0-III}$ ,  $b_{1-I}$ ,  $b_{1-II}$ ,  $b_{1-III}$  и т. д. определяются по результатам спланированного и проведенного эксперимента способом наименьших квадратов. В связи с этим строятся матрицы планирования эксперимента с соответствующим числом опытов<sup>1</sup> [7]. Эксперимент проводился на ЭЦВМ.

<sup>1</sup> Под опытом в данном случае следует понимать расчет профильных потерь в решетке методом Л. Т. Лойцянского [1], запрограммированным для ЭЦВМ «Урал-2» в ХФИТТ (г. Харьков). Расчет потенциального обтекания производился методом [3], запрограммированным для ЭЦВМ «Урал-4».

В принятой постановке задача сводится к нахождению экстремумов функций  $y_I, y_{II}, y_{III}$  или их значений на границе области определения какого-либо фактора, для чего используем движение по градиенту:

$$\text{grad } y_I = \frac{\partial y_I}{\partial x_1} i + \frac{\partial y_I}{\partial x_2} j + \frac{\partial y_I}{\partial x_3} k + \dots + \frac{\partial y_I}{\partial x_n} n, \quad (4)$$

$$\text{grad } y_{II} = \frac{\partial y_{II}}{\partial x_1} i + \frac{\partial y_{II}}{\partial x_2} j + \frac{\partial y_{II}}{\partial x_3} k + \dots + \frac{\partial y_{II}}{\partial x_n} n, \quad (5)$$

$$\text{grad } y_{III} = \frac{\partial y_{III}}{\partial x_1} i + \frac{\partial y_{III}}{\partial x_2} j + \frac{\partial y_{III}}{\partial x_3} k + \dots + \frac{\partial y_{III}}{\partial x_n} n. \quad (6)$$

Здесь  $\frac{\partial y}{\partial x_i}$  — частная производная функции по  $i$ -му параметру;  $i, j, k, n$  — единичные векторы в направлении координатных осей  $(n+1)$ -мерного пространства.

Оптимизация решетки проводится только по одному из трех параметров:  $\eta_{\text{реш}}, H_{\text{т.реш}}, \sigma_{\text{кр}}$ ; тогда два других выступают в роли граничных условий при движении по градиенту.

Изложенная методика применялась для определения оптимальных вариантов втулочной и периферийной решеток рабочего колеса (РК) реверсивного осевого насоса на параметры: подача  $Q=600 \text{ м}^3/\text{ч}$ , напор  $H=10 \text{ м}$ , число оборотов  $n=3000 \text{ об/мин}$ , кавитационный коэффициент  $\sigma_{\text{кр}}=1, 2$ , диаметр РК  $D=0,23 \text{ м}$ . В качестве параметра оптимизации был принят к. п. д. решетки

$$\eta_{\text{реш}} = 1 - \frac{h_{\text{пр}}}{H_{\text{т.реш}}}, \quad (7)$$

где

$h_{\text{пр}}$  — профильные потери энергии в плоской решетке, вычисленные методом [1];

$H_{\text{т.реш}} = \frac{\Gamma_{\text{пр}} \omega z}{2\pi g}$  — теоретический напор решетки;

$\Gamma_{\text{пр}}$  — циркуляция скорости вокруг профиля, получаемая из расчета обтекания [4];

$\omega, z$  — соответственно угловая скорость вращения и число лопастей РК.

Экономичность периферийной решетки рассматривалась в зависимости от четырех основных факторов:  $l/t, \beta_{\text{уст}}, \bar{f}_m = \frac{2f_m}{l}$  (средняя линия — две сопряженные дужки круга с положительной и отрицательной вогнутостью),  $\alpha_1$ ; экономичность втулочной — в зависимости от трех:  $l/t, f_m, \alpha_1$ . Последнее объясняется тем, что одновременно с определением оптимального варианта периферийной решетки мы определяем и втулочное от-

ношение РК, исключая тем самым одну степень свободы. В результате два фактора (в данном случае  $\alpha_1$ ,  $\beta_{уст}$ ) получают взаимосвязанными. Но так как  $\alpha_1$  сильнее влияет на показатели решетки (априори), его и учитываем при построении математической модели. Изменение  $l/t$  осуществлялось варьированием длины и числа лопастей. Форма исходного симметричного профиля, которым одета средняя линия, считалась заданной. Относительные координаты контуров профилей  $\bar{\xi} = \frac{\xi}{l_0}$ ,  $\bar{\zeta} = \frac{\zeta}{l_0}$  ( $l_0$  — длина средней линии, рисунок) для характерных цилиндрических сечений РК сведены в табл. 1.

Таблица 1

Периферийное		Корневое	
$\bar{\xi}$	$\bar{\zeta}$	$\bar{\xi}$	$\bar{\zeta}$
0,000	0,0000	0,000	0,0000
0,010	0,0078	0,010	0,0153
0,025	0,0100	0,025	0,0199
0,050	0,0118	0,050	0,0236
0,075	0,0129	0,075	0,0258
0,100	0,0140	0,100	0,0280
0,150	0,0156	0,150	0,0312
0,200	0,0168	0,200	0,0336
0,350	0,0196	0,350	0,0393
0,500	0,0200	0,500	0,0400

Каждый фактор в опыте находился на двух дискретных уровнях, т. е. принимал два фиксированных значения. Области определения факторов принимались:  $l/t = 0,6-1,6$ ;  $\beta_{уст} = 10-20^\circ$ ;  $f_m = 0,0-0,06$ ;  $\alpha_1 = 0-9^\circ$  — для периферийной и  $l/t = 0,8-2,1$ ;  $f_m = 0,0-0,07$ ;  $\alpha_1 = 0-15^\circ$  — для корневой решетки. Математические модели имели вид:

$$y_1^{пер} = 87,58 - 0,575x_1 + 0,175x_2 - 0,3x_3 - 0,35x_4, \quad (8)$$

$$y_1^{кор} = 85,35 - 0,675x_1 - 0,25x_3 - 0,4x_4. \quad (9)$$

Матрицы планирования эксперимента строились с числом опытов, равным восьми. Адекватность моделей проверялась по критерию Фишера, значимость коэффициентов — по критерию Стьюдента [7]. Кавитационные качества решеток оценивались по величине максимального разрежения на профиле с помощью коэффициента давления

$$\bar{P}_{min} = -\frac{W_{max}^2 - U^2}{2gH_{г. реш}} = -\sigma_{кр}, \quad (10)$$

где

$W_{\max}$  — максимальная относительная скорость на профиле в решетке;

$U$  — окружная скорость на соответствующем радиусе;

$g$  — ускорение свободного падения.

Важно отметить, что требования, предъявляемые к решеткам с точки зрения уменьшения профильных потерь, совпадают с требованиями получения профиля с лучшими кавитационными показателями. Расчеты проводились для безотрывного<sup>1</sup> обтекания лопастных систем.

В результате решения задачи оптимизации получены реверсивные решетки РК, основные характеристики которых даны в табл. 2.

Таблица 2

Параметры решетки	$l$ , (м)	$l/t$	$\beta_{\text{уср.}}$ , (°)	$\bar{I}_m$	$\bar{C}_m$	$\alpha_1$ , (°)	$\bar{P}_{\text{min}}$	$H_{\text{т.реш}}$ (м)	$\eta_{\text{реш}}$ (%)
Сечения РК, радиус расположения $R$ , м									
Периферийное, $R = 0,115$	0,180	1,0	15,4	0,02	0,04	4,6	-1,9	19,8	93,6
Корневое, $R = 0,07$	0,140	1,3	28	0,035	0,08	8,6	-1,6	13,4	92,8

Среднемассовый напор, определенный по формуле

$$H = \frac{\eta_r}{Q} \int_{r_{\text{вт}}}^{R_{\text{рк}}} H_{\text{т.реш}}(r) 2\pi r V_z dr, \quad (11)$$

в предположении линейного закона изменения  $H_{\text{т.реш}}$  вдоль радиуса равен 10,3 м.

Здесь  $H_{\text{т.реш}}(r)$  — теоретический напор в решетке РК, расположенной на радиусе  $r$ ;

$\eta_r = 0,6$  — гидравлический к. п. д.<sup>2</sup> реверсивного насоса.

Таким образом, энергоемкость насоса соответствует заданной, экономичность решеток находится на достаточно высоком уровне. Кавитационные показатели, как видно из табл. 2, несколько ниже требуемых. Но так как оценка последних произ-

<sup>1</sup> Имеется в виду отсутствие полного отрыва потока, без последующего замыкания оторвавшейся струи вниз по потоку на профиле. Местный отрыв в области входной кромки допустим.

<sup>2</sup> Принят ориентировочно по результатам испытаний отдельных моделей реверсивных осевых насосов зарубежного и отечественного производства.

водилась по величине узкого пика разрежения на входной кромке, по модулю намного превышающего давление на остальной части поверхности профиля, на основании опытных исследований [2, 4, 5] можно предположить, что в реальной жидкости с несколько сглаженным пиком давления  $\sigma_{кр}$  будет сравнительно меньше.

## ВЫВОДЫ

Предложен оригинальный способ определения оптимального с точки зрения основных гидродинамических характеристик варианта плоской прямой решетки профилей РК реверсивного осевого насоса с использованием теории планирования эксперимента. Этот способ особенно эффективен для малоизученных решеток (какими являются реверсивные насосные решетки), так как указывает кратчайший путь к нахождению исходных конструктивных параметров РК, имеющих решающее значение для получения высоких энергокавитационных показателей насоса.

Практическое применение способа в сочетании с методами теории решеток продемонстрировано на примере двух реверсивных решеток.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Лойцянский Л. Г. Сопротивление решетки профилей, обтекаемой вязкой несжимаемой жидкостью. — «Прикладная математика и механика», т. XI, вып. 4, 1947, с. 449—458.
2. Этибберг И. Э. Теория и расчет проточной части поворотнолопастных гидротурбин. М.—Л., «Машиностроение», 1965, с. 195—202.
3. Раухман В. С. Прямая задача обтекания двумерной решетки профилей. — «Котлотурбостроение», вып. 61, М., «Машиностроение», 1965, с. 27—39.
4. Мищенко В. М. Исследование профильных потерь энергии в решетках турбомашин. Автореф. канд. дис., Ленинград, 1965. 22 с.
5. Лойцянская И. Л. Возможность теоретического расчета геометрических параметров решеток профилей, применяемых в обратимых гидроагрегатах. — «Изв. АН СССР. Механика и машиностроение», 1964, № 4, с. 165—168.
6. Насилов С. Н., Теверовский Б. М. Некоторые результаты экспериментального исследования плоских решеток в гидротрубе ВИГМа. — «Труды ВИГМ», вып. XXX, М., 1962, с. 59—80.
7. Адлер Ю. П. и др. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М., «Наука», 1971. 283 с.

## К ИЗМЕРЕНИЮ ЛОКАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ В ТОПОЧНЫХ КАМЕРАХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

А. Ф. Чаплыгин

Харьков

При конструировании и эксплуатации парогенераторов кроме средних и местных тепловых нагрузок экранов очень важ-



## СОДЕРЖАНИЕ

	С.
Я. И. Шнез, А. В. Гаркуша, Т. И. Шведова. Влияние перекрыши на работу турбинной ступени с длинными лопатками	3
Ю. В. Гречаниченко, М. С. Звоницкий. Зависимость периферийных концевых потерь от геометрических характеристик кольцевой решетки с $\gamma_n > 0$	9
В. К. Гребнев, М. Е. Левина, Чан Ши Фьет. Влияние последующей сопловой решетки на распределение потерь по высоте ступени	14
В. К. Гребнев, М. Е. Левина, Чан Ши Фьет. Взаимное влияние двух смежных ступеней	22
Л. И. Слободянюк, В. И. Поляков. О целесообразности применения осевой турбинной ступени с тангенциальным подводом рабочего тела	29
Ф. А. Стоянов, А. Л. Шубенко. Об одном методе оптимизации геометрических характеристик ступени высокого давления паровой турбины	33
Е. Т. Зайченко. Характер изменения меридиональной составляющей скорости в проточной части диагонального насоса	42
С. З. Копелев, Е. Е. Лихарзак, С. Г. Лев. Потери в решетке с выдувом через кромку	45
Ю. М. Мацевитый, М. М. Пржисмендо, О. Н. Суетин, Ю. Л. Хрестовой. К моделированию расходов пара в турбине К-300-240	55
Э. Г. Братута, С. П. Шагилов, Н. Б. Чиркин. Некоторые результаты обработки диспергирующих устройств для увлажнения пара	59
В. С. Седач, Б. Я. Литвиненко. Увеличение пропускной способности выпускных окон СПГГ ОР-95 с помощью лопаточного аппарата	66
Э. Г. Братута, А. Р. Переселков. Счетно-импульсный метод для исследования распределения капель по размерам в дисперсных потоках	72
Ю. М. Мацевитый, В. А. Мьяляренко, В. А. Палей, Л. В. Поволоцкий, В. С. Широков. О решении на аналоговом стенде обратной задачи стационарной теплопроводности	78
К. И. Богатыренко. О решении прямых и инверсных нелинейных задач на РС-сетках с применением импульсных элементов	82
А. А. Шатиль, Я. С. Хайновский, В. Н. Мирошниченко. Некоторые результаты исследования распыла жидкостей плоскими воздушно-механическими форсунками	87
А. А. Шатиль, В. И. Мирошниченко. Моделирование процесса распыливания жидкости пленочной форсункой	92
Д. П. Гохштейн, В. А. Дмитриевский, С. Д. Тетельбаум. О рациональном термодинамическом цикле гексафторидурановых ядерных энергоустановок	101
Г. В. Дедков, Ю. М. Дедусенко, Л. А. Крамаренко, И. А. Пилипенко. Способ определения оптимальных параметров газотурбинных установок	106
А. С. Мандрыка. Оптимизация реверсивных насосных решеток с применением планирования эксперимента при поиске оптимальных условий	112
А. Ф. Чаплыгин. К измерению локальных тепловых потоков в точечных камерах парогенераторов	118
А. Г. Кнабе. О деформациях разъемных цилиндров паровых турбин при осевой неравномерности температур	125
<u>Б. В. Канторович</u> , В. И. Промоскаль, В. И. Тепляков. Определение концентрации окиси углерода в пылеугольном факеле	130