

3

ИНСТИТУТ ЯДЕРНОЙ ФИЗИКИ  
СО АН СССР

Г.С.Виллевалд

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ  
ИНТЕНСИВНОГО  
ОХЛАЖДЕНИЯ X-линз

ПРЕПРИНТ 82—86



Новосибирск



ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ИНТЕНСИВНОГО  
ОХЛАЖДЕНИЯ X-ЛИНЗ

Г. С. Виллевалд

А Н Н О Т А Ц И Я

Приводятся рекомендации по выбору способов охлаждения в зависимости от геометрических характеристик охлаждаемого объекта, допустимых температур нагрева стенок и величин механических напряжений, длительностей импульсов тока и частот их повторения и др. Описывается экспериментальное оборудование и результаты исследований на цилиндрической модели интенсивностей теплосъема в диапазоне температур стенок  $T=50+300^{\circ}\text{C}$ . При  $T \sim 50^{\circ}$  и скоростях воды  $\sim 3$  м/с получены величины коэффициентов теплоотдачи  $\sim 30$  кВт/м<sup>2</sup>·°C.



Одной из причин, препятствующих широкому использованию сильноточных параболических линз для фокусировки заряженных частиц, является низкая предельная частота следования импульсов тока, ограниченная нагревом токоведущих оболочек линз. На рис. I показана линза, оптические и механические характеристики, а также конструктивные особенности которой описаны в работах [1+5]. Цифрами обозначены: 1 - токовые оболочки линзы, 2 - тонкостенные оболочки, обеспечивающие необходимое поперечное сечение водяной рубашки, 3, 5, 7 - токоподводящие элементы, 4, 6 - камеры высокого гидравлического давления, обеспечивающие электрические контакты в местах разъемов токоведущих элементов. Один из основных недостатков линзы - наличие шейки с максимальным магнитным полем, не фокусирующей частицы и ограничивающей частоты следования импульсов тока. В наиболее короткофокусных предельно вытянутых [3] линзах (Рис. I) сравнительно велики длины оболочек с большим магнитным полем, что ограничивает возможности теплоотвода [6,7,8]. Уменьшить длины тонкостенных оболочек и снизить тепловыделение в линзах можно путем преобразования цилиндрического пучка в кольцевой [9]. Другой путь повышения частот следования импульсов тока - интенсификация теплоотвода.

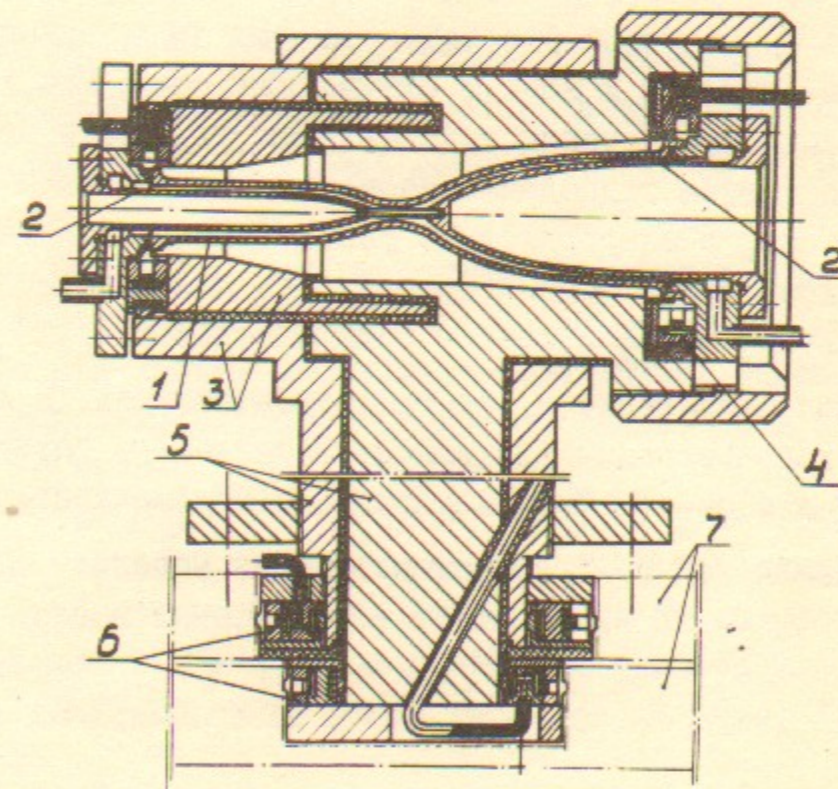


Рис. I



В работе решается задача выбора способа охлаждения, не приводящего к существенному ухудшению оптических свойств линз и, вместе с тем, обеспечивающего максимальную интенсивность теплоотдачи при невысоких температурах стенок, поскольку нагрев приводит к росту механических напряжений /2/. Имеется обширная литература по расчету охлаждающих систем (см. библиографию в /6, 7, 8/. Однако, поскольку основной целью работы было сравнение различных способов охлаждения, на моделях снимались все необходимые для сравнения зависимости, тем более, что точный расчет коэффициентов теплоотдачи затруднен по следующим причинам. Во-первых, кривые теплоотдачи снимались в широком диапазоне температур (в том числе за температурой кипения, где зоны подогрева и закипания /7, с. 387/ соизмеримы с длиной охлаждаемых участков), во-вторых, исследовавшийся диапазон охлаждения сплошным потоком воды почти целиком лежит в области, переходной от ламинарного к турбулентному течению жидкости.

Исследовались два способа охлаждения:

1. С помощью водяных рубашек, повторяющих внутренний профиль линзы /4/. Способ позволяет достичь больших интенсивностей теплоотдачи на коротком участке в области шейки, но вносит значительный вклад в полное рассеяние за счет прохождения частиц в материале оболочек и воде в случае линз типа Рис. 1, тем более, что условие обеспечения максимальных скоростей воды в шейке требует снижения гидродинамического сопротивления течения на других участках, а следовательно увеличения зазора между оболочками по всей длине линзы. Проверялись две модификации способа: охлаждение водой и смесью воды с воздухом.

2. Струйное охлаждение в тех же двух вариантах. В данном случае воздух использовался для более интенсивного разбрызгивания воды с целью оценки "пульверизаторного" (мелкоструйного) способа охлаждения /1/ на той же конструкции модели.

Известно, что теплоотдачей при турбулентном течении существенно выше, чем при ламинарном. Вид течения жидкости определяется критерием Рейнольдса [6]:  $Re = \omega_0 \ell_0 / \nu$ , где  $\omega_0$  — средняя скорость течения жидкости,  $\ell_0$  — характерный размер (обычно эффективный диаметр  $d_3 = 4F/\pi$ , где  $F$  — площадь поперечного сечения воды,  $\pi$  — длина смоченного периметра; в случае труб  $d_3$  равен удвоенному водяному зазору),  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости воды. В реальных конструкциях линз сложно добиться турбулентного течения воды. Во-первых, достижение больших скоростей  $\omega_0$  требует использования высоких гидравлических давлений, которые могут привести к росту механических напряжений в стенках. С другой стороны, увеличение  $d_3$  приводит к увеличению рассеяния частиц в воде. Наконец, из-за роста механических напряжений в стенках линз и ухудшения механических характеристик материала линз при нагревании затруднен теплоотдачей при высоких температурах воды, что не позволяет существенно увеличить  $Re$  за счет уменьшения  $\nu$  с нагревом воды. Поэтому велся поиск возможностей теплоотдачи способами, позволяющими искусственно турбулизовать поток.

Приведенные в [8, с. 45 и 208] зависимости коэффициентов теплоотдачи при ламинарном  $\alpha_u$  и турбулентном  $\alpha_T$  течении можно представить в виде пропорциональных зависимостей:

$$\alpha_u \sim \omega_0^{0,33} \cdot d_3^{-0,37} \cdot f_1, \quad \alpha_T \sim \omega_0^{0,8} \cdot d_3^{-0,2} \cdot f_2,$$

где  $f_1$  и  $f_2$  — функции геометрии нагрузки и параметров воды, которые, как показано выше, обычно заданы. Из первого выражения видно, что при ламинарном режиме зависимость теплоотдачи от скорости довольно слабая, а с учетом зависимости скорости от давления (примерно  $\omega_0 \sim \sqrt{P}$ ), получаем:

$\alpha_u \sim [\omega(P)]^{0,33} \sim (\sqrt{P})^{0,33} = \sqrt[6]{P}$ , что показывает малую эффективность использования высоких давлений. С другой стороны, слабая зависимость теплоотдачи от скорости позволяет уменьшать  $d_3$ , в то время как при турбулентном режиме, где зависимость от скорости более сильная, это не рационально.

Несколько слов об обосновании выбора способа охлаждения. Для простоты рассмотрим нагреваемый объект (нагрузку) в ви-



де трубы, охлаждаемой, например, изнутри. Обозначим внутренний и наружный радиусы трубы  $r_1$  и  $r_2$ , наружный радиус рубашки  $r_0$ . Зададимся тепловым потоком  $q$ , снимаемым в секунду с единичной площади, допускаемой температурой стенок  $T_c$ , температурой воды на входе  $T_0$  и на выходе  $T_B$ , скоростью  $w$  воды. При длинных нагрузках (длина  $l \gg d_3$ ) и  $r_0 = 0$  необходимый для охлаждения расход воды  $V$  можно найти из формулы  $C_v V T_0 = q S$ , где  $C_v$  - объемная теплоемкость воды,  $S = 2\pi r_1 l$ . Если  $V \ll \pi r_1^2 w$ , целесообразна рубашка, тем более при  $Re < 10^4$ . При коротких нагрузках вычисленный таким образом объем воды может оказаться недостаточным, поскольку за время  $\Delta t = l/w$  количество теплоты  $\Delta Q = q S \Delta t$  может передаться лишь на небольшую глубину  $\Delta z$  по радиусу и объем воды  $V = \pi (r_1 - \Delta z)^2 w$  будет прогоняться впустую. В случае невозмущенного потока величину  $\Delta z$  можно оценить из выражения  $\Delta z = \lambda \Delta T / q$  и при  $\Delta z \ll r_0$  предпочтительней использовать рубашку. Кроме того, интенсивность теплосъема определяется не средней скоростью жидкости в трубе (она максимальна в середине и равна нулю на стенках), а градиентом скорости вблизи стенки, поэтому, несмотря на некоторое увеличение гидродинамического сопротивления, использование рубашки дает значительный эффект. При заданных других параметрах оценочным критерием целесообразности рубашки (без учета зависимости  $f_1$  от отношения  $l/d_3$  [8, с. 209]) в случае ламинарного течения будет:  $(w_2/w_1)^{0,33} \cdot (d_{31}/d_{32})^{0,37} > 1$  где  $w_1, d_{31}$  - параметры при  $r_0 = 0$ ;  $w_2, d_{32}$  - при наличии рубашки.

При теплосъеме на низких температурах весьма эффективен способ охлаждения водой с примесью пузырьков воздуха, позволяющий при малых  $d_3$  перевести поток из ламинарного в режим, почти эквивалентный кипению жидкости. Однако, при горизонтальном расположении нагрузки следует иметь в виду, что при больших величинах отношения  $l/w$  может произойти разделение воды и воздуха, т.е. всплывание пузырьков. В случае отсутствия специальных мер для предотвращения указанного (например, закручивание потока воды по винтовой линии, продольное секционирование потока и т.п.) границу применимости способа можно оценить, вычислив величину смещения пузырьков воздуха по вертикали (или по периметру рубашки) на длине нагрузки. При заданной скорости воды предельной

будет длина (или шаг закрутки), на которой подъем пузырька превысит допускаемый, определяемый толщиной и теплопроводностью стенок.

Еще больших градиентов скорости воды вблизи поверхности, а следовательно и больших величин теплосъема, можно достичь при падении струек воды по нормали к поверхности. В этом случае при отражении струек воды от поверхности имеет место радиальная составляющая потока воды от стенок. Применимость способа ограничивается возможностями стока воды вдоль нагрузки, особенно при охлаждении внутренних горизонтальных поверхностей, глухих отверстий и т.п. Использование искусственных приемов (например, принудительного выдувания концентрирующейся в нижней части нагрузки воды с помощью водяной или газовой струи) позволяет расширить область применимости способа. При охлаждении тонкостенных поверхностей, из-за низкой теплопроводности вдоль оболочки, плотность струй должна быть высокой, необходимо обеспечить мелкоструйный способ охлаждения.

Теплосъем с оболочек, нагреваемых электрическим током, имеет некоторые особенности. При питании нагрузки токами высокой частоты, когда величина электрического скин-слоя  $\delta$  меньше толщины оболочки  $h$ , имеет существенное значение с какой стороны оболочки снимается тепло. Рассмотрим предельные случаи. Пусть частота тока  $\omega = 2\pi f \rightarrow \infty$ , т.е. эквивалентная глубина проникновения тока  $\delta = \sqrt{2/\omega \mu \sigma} \rightarrow 0$ , где  $\mu$  и  $\sigma$  - магнитная проницаемость и удельная электропроводимость материала нагрузки. В случае теплосъема со стороны скин-слоя нагрев стенки по всей ее толщине слабо зависит от  $\lambda$  и определяется, в основном, средней температурой стенки со стороны теплосъема. Это наиболее благоприятный для охлаждения случай, поскольку теплосъем ведется со стороны максимальной температуры стенки. Попутно следует заметить, что охлаждение линз в этом случае сложнее обеспечить, поскольку рубашка оказывается в области максимального магнитного поля. В этом смысле струйный способ существенно менее ограничен, тем более что в ряде случаев при охлаждении наружной поверхности проще обеспечить сток воды по длине нагрузки, чем при охлаждении внутренних, особенно длинных, поверхностей. При теплосъеме с другой стороны стенки необходимо выделяющуюся энергию передавать через всю толщину стенки (случай, эквивалентный передаче тепла от одной среды к другой через пассивную стенку толщи-



ной  $h$ ). В случае постоянного тока ( $\omega = 0$ ) и  $h \ll R_2$  теплосъем с любой стороны эквивалентен. Таким образом, при изменении частоты от  $\infty$  до 0 и теплосъеме со стороны скин-слоя термическое сопротивление стенки меняется в пределах  $0 < R_a \leq h/2\lambda$ , при теплоотводе с другой стороны  $h/\lambda > R_b \geq h/2\lambda$ , где  $R_a$  и  $R_b$  можно приближенно оценить по формулам  $R_a = \delta/2\lambda$ ,  $R_b = (2h - \delta)/2\lambda$ . Таким образом, практически во всех случаях термическое сопротивление меньше, чем при теплопередаче через пассивную стенку. Величины  $R$  при различных отношениях  $\delta/h$  можно найти, используя работу [2], где приводится распределение температуры по толщине для случаев плоской стенки, сплошного стержня и труб при нагреве синусоидальным током.

Поскольку в большинстве случаев предельные величины теплосъема ограничиваются механической прочностью охлаждаемых стенок, следует провести сравнение механических напряжений при различных способах охлаждения. Оценим эти напряжения на примере нагрева нагрузки одиночными импульсами тока, следующими друг за другом с промежутками, за которые температура охлаждаемой поверхности существенно меняется. Торцы нагрузки будем считать заземленными, а сечение постоянным. Используем обозначения:  $\alpha$  - температурный коэффициент линейного расширения,  $E$  - модуль нормальной упругости материала. Для упрощения формул не будем учитывать коэффициент Пуассона ( $\nu = 0$ ). Нахождение азимутальных составляющих напряжений от нагрева сводится к задаче нагружения силами магнитного поля, подробно рассмотренной в работе [5] и здесь не рассматривается. Продольные напряжения, возникающие в стенках, можно разделить на три составляющие. Напряжения  $\sigma_0(T_{min})$ , определяемые постоянной составляющей температуры по толщине стенки  $T_{min}$  - минимальной температуры стенки, контактирующей с хладагентом. Напряжения  $\sigma_1(\Delta T_1)$ , определяемые градиентом температуры  $\Delta T_1$ , определяемым интенсивностью теплосъема  $q$ ; при условии линейного распределения температуры по толщине стенки  $\Delta T_1 = qR$ . Напряжения  $\sigma_2(\Delta T_2)$ , обусловленные температурой нагрева стенки за время прохождения импульса тока [2]. Распределение температуры  $\Delta T_2$  в стенке существенно нелинейно при  $\delta \ll h$ . Точные значения величин напряжений с учетом закона распределения температуры по толщине можно получить, используя работы [2, 8, с. 64, 10, с. 65]. Максимальные напряжения  $\sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_1 + \sigma_2$ . Оценим величины напряжений в предельных случаях.

а) Теплосъем со стороны скин-слоя. При  $\delta \ll h$  напряжения  $\sigma_0$  определяется только интенсивностью теплосъема,  $\sigma_0 = \alpha E T_{min}$ ,  $\sigma_1 \approx 0$ ,  $\sigma_2 \leq \alpha E \Delta T_2$ . В этом случае в отличие от всех других  $\sigma_{max}$  может менять знак. При  $\delta > h$ ;  $\sigma_0 = \alpha E T_{min}$ ,  $\sigma_1 = \alpha E \Delta T_1 / 2$ ,  $\sigma_2 = \alpha E \Delta T_2$ .

б) Теплосъем с другой стороны стенки. При  $\delta \ll h$ :  $\sigma_0 = \alpha E T_{min}$ ,  $\sigma_1 = \alpha E \Delta T_1 / 2$ ,  $\sigma_2 \leq \alpha E \Delta T_2$ . При  $\delta > h$ :  $\sigma_0 = \alpha E T_{min}$ ,  $\sigma_1 = \alpha E \Delta T_1 / 2$ ,  $\sigma_2 = \alpha E \Delta T_2$ .

в) Теплопередача через пассивную стенку:  $\sigma_0 = \alpha E T_{min}$ ,  $\sigma_1 = \alpha E \Delta T_1 / 2$ ,  $\sigma_2 = 0$ .

Таким образом, в результате большого импульсного нагрева величины напряжений  $\sigma_{max}$  за счет  $\sigma_2$  могут превосходить напряжения в пассивной стенке при тех же интегральных плотностях тепловых потоков  $q$ . В ряде случаев напряжения  $\sigma_0$  (а также  $\sigma_2$  при  $\delta > h$ ) удастся снизить устройством тепловых компенсаторов [2] или устранением жестких заделок торцев, в то время как избежать  $\sigma_1$  при  $\delta > h$  (уменьшением  $h$  или выбором материала с высоким  $\lambda$ ) в случае параболических линз не всегда удастся, т.к. материал задан условием минимума рассеяния частиц, а толщина определяется усилиями от магнитного поля [1]. Величина  $\sigma_2$  при  $\delta \ll h$  определена амплитудой и длительностью импульса тока и для конкретного материала практически не может быть снижена. При большой частоте следования импульсов тока и малом нагреве за импульс напряжения  $\sigma_2$  отсутствуют. В случае а) при  $\delta \ll h$  имеют место только напряжения  $\sigma_0$ ; в случае б) и  $\delta \ll h$  способ эквивалентен теплопередаче через стенку, а при  $\delta > h$  способ а) и б) с точки зрения механических напряжений равноценны. В конкретных условиях тепловыделения приведенные соотношения позволяют выбрать оптимальный способ охлаждения.

Другая особенность теплосъема с токовых нагрузок обусловлена неравномерным распределением плотности тока по сечению (и при  $\delta \gg h$ ) при наличии градиента температуры в стенке. Ввиду существенной зависимости удельного электросопротивления  $\rho$  от температуры (для большинства чистых металлов  $\Delta \rho \sim 0,4\%$  на градус) при  $\delta > h$  плотность тока выше со стороны теплосъема, что приводит к снижению теплового сопротивления (предельно на 33%, практически на 10-20% при  $\Delta T = 200-500^\circ$ ) и увеличению толщины скин-слоя ( $\delta \sim \sqrt{\rho}$ ). В результате



несколько снижаются величины механических напряжений  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$ .

### Экспериментальное оборудование

Все эксперименты по исследованию теплосъема проведены на модели, показанной на рис.2. В качестве материала нагрузки выбрана нержавеющая сталь, имеющая большое активное сопротивление, что обеспечивает при сравнительно небольших токах большие тепловые напоры и из-за плохой теплопроводности дает возможность сократить длину модели (аналог шейки), не рискуя внести существенную погрешность из-за отвода тепла на торцы. Положение нагрузки вертикальное. Модель представляет собой трубу I с буртами 2,3 для подсоединения к токопроводам: с одной стороны - к плоской медной шине 4, с другой - к корпусу 5, подключенному гибкими шинами 6 к согласующему трансформатору. В буртах крепятся оливки 7 для подвода воды. Водяная рубашка образовывалась изоляционным вкладышем 8, центрируемым в отверстии нагрузки тонкими ребрами 9. При охлаждении изнутри температура наружной стенки измерялась термопарой 10, термоизолированной стеклотканью (на чертеже не показано). При исследовании струйного способа детали 7 и 8 не использовались, а вода подавалась через ввод II, затем через отверстия в изоляционной втулке 12 на внешнюю поверхность нагрузки. Сток воды обеспечивался через радиальные пазы в бурте 2 и шине 4, профрезерованные между крепежными болтами. Измерение температуры производилось термопарой, закрепленной в подвижной фторопластовой втулке, помещенной вместо вкладыша 8.

При охлаждении водой с воздухом последний подавался через установленный перед входом в нагрузку тройник, на один вход которого поступает вода, на второй - воздух от автоматического регулятора (рис.3), образуя пропорциональный смеситель. Объем над мембраной I сообщается через ввод 2 с водяной магистралью. Сжатый воздух через ввод 3 подается под цилиндр 4. Под воздействием давления газа и пружины 5 цилиндр 4 закрывает отверстие во втулке 6. Если сила, действующая на шток 7 от давления воды, превосходит силу давления газа и пружины, шток перемещается вниз и газ поступает под мембрану и далее через отверстие 8 к тройнику. При падении давления воды в магистрали шток под действием пружины приподнимается и уменьшается количество поступающего газа, автоматически обеспечивая таким

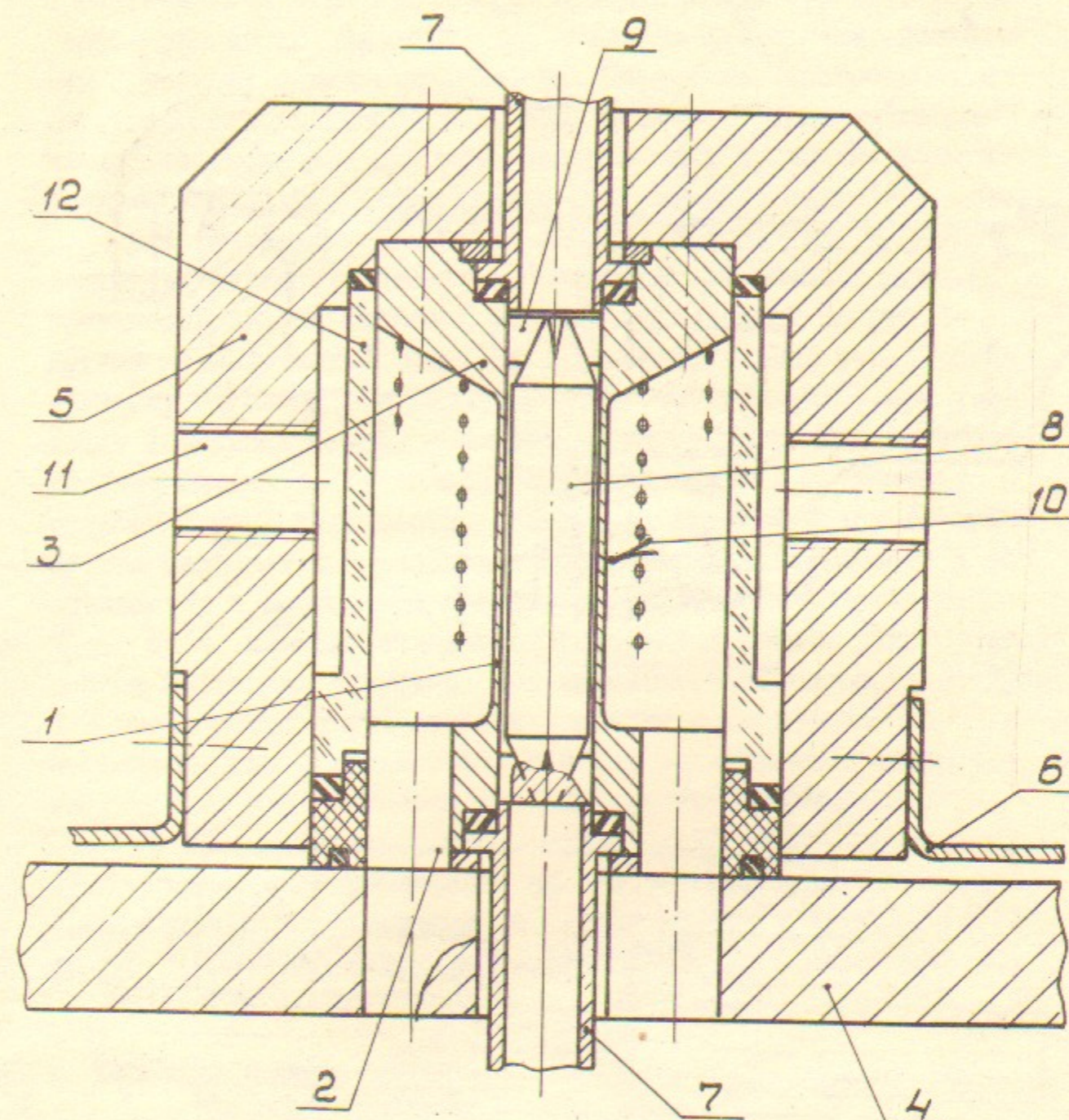


Рис.2.

образом постоянство соотношения воды и газа. Нужное соотношение смешиваемых компонент обеспечивается регулировочной втулкой 6. При изменении давления воды на входе в пределах от 0,6 до 3,5 атм. для достижения близкого к максимальному теплосъема нужно отрегулировать втулку 6 таким образом, чтобы при включении воздуха показания манометра на входе в нагрузку увеличивались на 0,2-0,4 атм.; при этом расход воды уменьшается на ~25%.



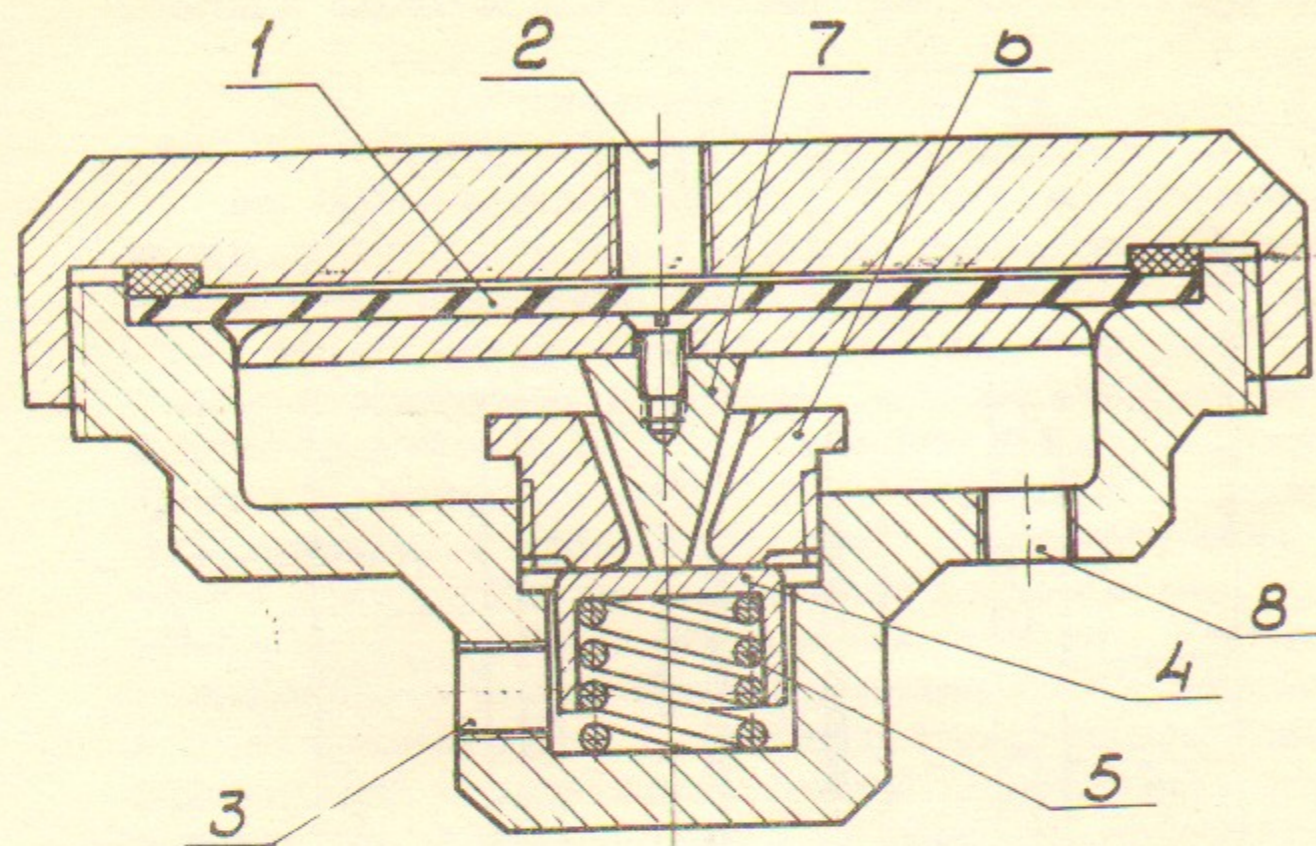


Рис.3.

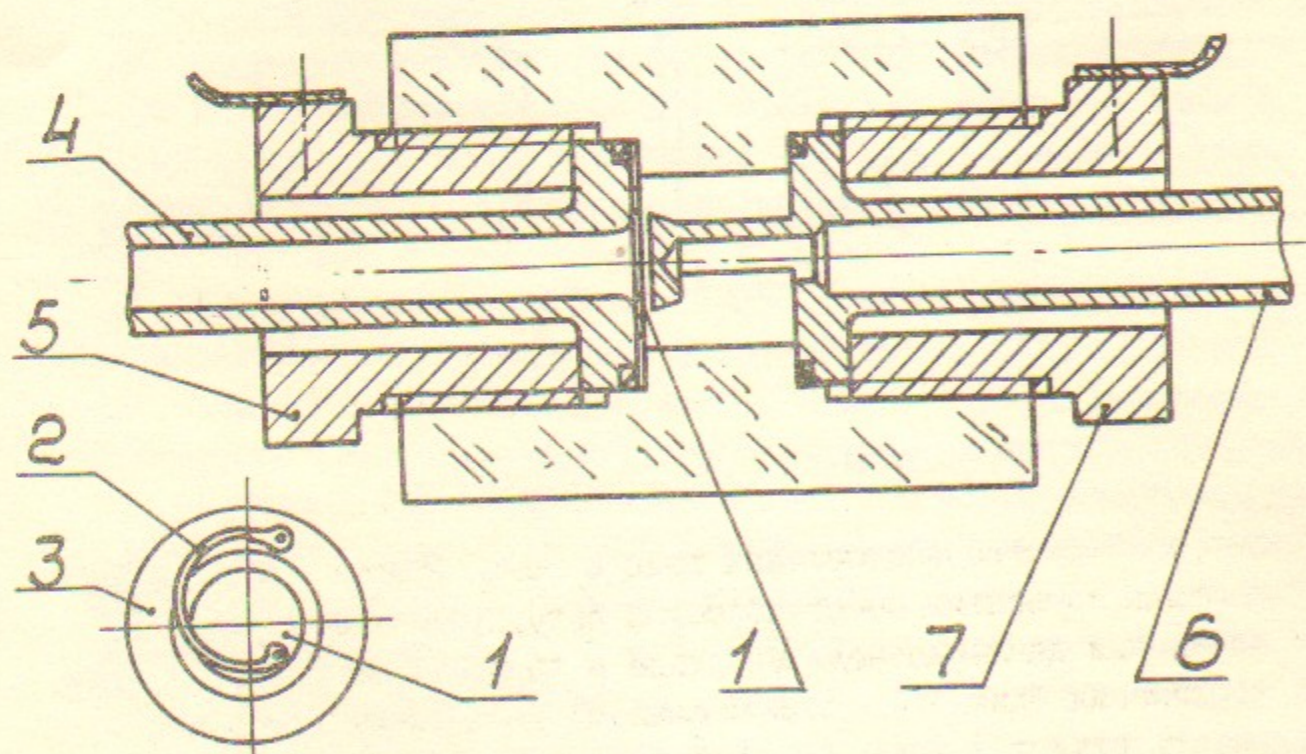


Рис.4.

Превышение давления при подаче воздуха более 0,7 атм. в указанном диапазоне давления воды является предельным, приводящим к резкому падению теплосъема. Смеситель, построенный на базе газового редуктора 40/4 атм. позволяет обеспечить указанные соотношения. При стабилизированных давлениях воды и воздуха вместо регулятора можно использовать обычный вентиль.

Для контроля поступления воздуха в смеситель с целью защиты нагрузки от перегрева использовался малогабаритный контактный датчик скорости воздуха, показанный на рис.4. Легкий металлический лепесток I, контактирующий через фольгупружинку 2, шайбу 3 и входную оливку 4 с гайкой 5, при движении воздуха касается выходной оливки 6, создавая электрический контакт между уплотняющими гайками 5 и 7. Контакт включен в цепь реле постоянного тока, обмотка которого шунтируется цепочкой из последовательно соединенных емкости и сопротивления с постоянной времени разряда через обмотку реле  $\tau \sim 0,1$ с, чем обеспечивается устойчивая работа реле при возможных вибрациях лепестка. При недостаточной скорости воздуха, что имеет место и при падении давления воды (обеспечивается автоматическим регулятором), контакт размыкается, обесточивается реле и отключается система электропитания нагрузки.

То обстоятельство, что в шейке линзы частицы не фокусируются, допускает размещение на оси линзы негабаритных охлаждающих устройств, практически не приводящих к потерям частиц. На рис.5 показана конструкция одного из вариантов малогаба-

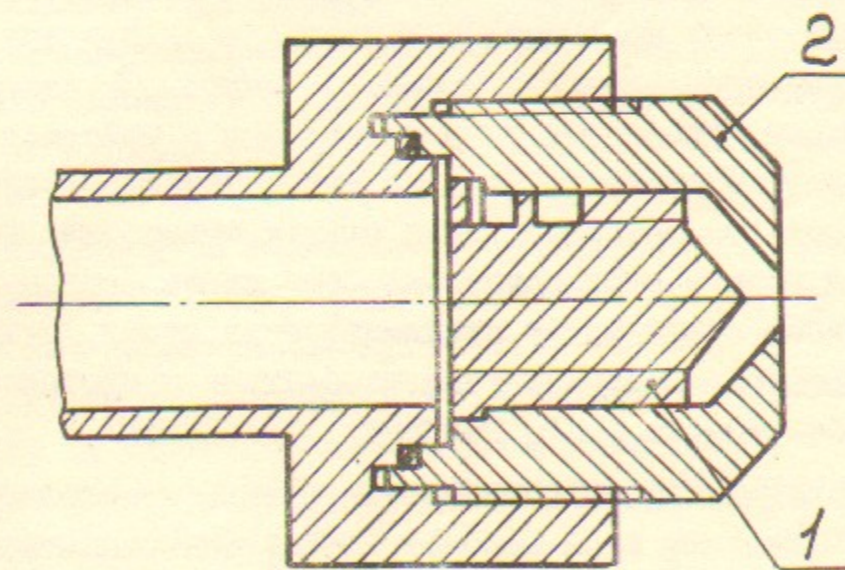


Рис.5.



ритного разбрызгивателя, разработанного для охлаждения плоских участков нагрузки или внутренних поверхностей тел вращения. В отличие от пульверизаторов в [5] в нем не используется для разбрызгивания воздух. Вода, проходя через неподвижный двухзаходный червяк I, приобретает азимутальную составляющую скорости и выбрасывается через отверстие в конусной насадке 2 на охлаждаемую поверхность. Определяющие размеры: диаметр червяка 8 мм, длина 8 мм, шаг резьбы 8 мм, глубина нарезки 1,5 мм. С целью исследования возможностей разбрызгивателя варьировалось давление P воды на входе в пределах 0,8-2,6 атм., угол конуса  $\alpha$  в насадке от 60 до 120°, диаметр  $d$  выходного отверстия от 1,6 до 2,5 мм. Определялись зависимости расхода воды Q и углов  $\beta$  при вершине выбрасываемого водяного конуса от изменения параметров P,  $\alpha$  и  $d$ . Результаты исследований:  $Q \sim P^{0,5} \cdot \alpha^{0,25} \cdot d^2$ ;  $\beta \sim P^{0,3} \cdot \alpha^{0,15} \cdot d^{0,8}$ . При P = 1,6 атм,  $\alpha = 90^\circ$  и  $d = 1,6$  мм значения величин Q и  $\beta$  равны ~ 0,03 л/с и ~ 45° соответственно. Плотность распределения воды внутри конуса  $\beta$  слабее зависит от P и  $\alpha$  и существенно от соотношения размеров червяка и выходного отверстия. При  $d < 1$  мм распределение воды внутри конуса  $\beta$  почти равномерное и наиболее мелкодисперсное. При  $d > 2,5$  мм практически вся вода сосредоточена по периметру конуса. При  $1 < d < 2,5$  мм вода распределяется между коаксиальными конусами  $\beta$  и  $\beta_1$ . Угол внутреннего конуса  $\beta_1$  можно уменьшить способами, не приводящими к снижению расхода Q: например, просверлить в червяке осевое отверстие диаметром  $\leq d$ , увеличить глубину резьбы в червяке, увеличить длину выходного отверстия  $d$ . Для увеличения в более широких пределах угла внешнего конуса  $\beta$  следует уменьшить шаг резьбы, увеличить диаметр червяка и выходного отверстия. С увеличением диаметра червяка целесообразно увеличить и число заходов резьбы. При охлаждении глухих отверстий, когда поток охлаждающей воды и сток осуществляются через одни и те же отверстия, встречные струи могут препятствовать стоку, снижая эффективность теплосъема. В этом случае необходимо предотвратить падение струй против стока воды (например, заслонкой).

Перед проведением экспериментов измерялось электросопротивление нагрузки с фланцами и её рабочей части, снималась зависимость расхода воды от давления на входе, по которой

вычислялась средняя скорость воды. Нагрузка через согласующий трансформатор с коэффициентом трансформации  $n = 60$  или 75 запитывалась током до 2,5 кА частотой 50 Гц. Кривые теплоотдачи снимались от температур ~ 50°, поскольку при более низких температурах (и малых токах) не обеспечивалась удовлетворительная точность измерений, до температур ~ 200°, т.к. при таких температурах напряжения в стенках превосходят допустимые: например, при плотности теплового потока  $q = 1$  кВт/см<sup>2</sup>  $\Delta T_1 \approx 200^\circ$  и только напряжения  $\sigma_1$  достигают в модели величины  $\sigma_1 = \alpha E \Delta T_1 / 2(1-\nu) \approx 500$  н/мм<sup>2</sup>, что более, чем вдвое превосходит предел текучести материала. Кроме того, при переходе первой критической точки [7, с.430] кризис теплоотдачи (переход от пузырьчатого кипения к пленочному) приводит к снижению теплосъема более, чем на порядок и при больших тепловых напорах нагрузка, как правило, разрушается.

В процессе экспериментов при различных скоростях воды измерялись ток и напряжение в первичной цепи трансформатора, разность температур воды на входе ( $T_0 \sim 10^\circ$ ) и теплоизолированной поверхности рабочей части нагрузки. Все кривые снимались дважды (при увеличении плотности теплового потока и при его снижении) и ниже приводятся усредненные результаты. По результатам измерений вычислялась доля мощности, выделяющейся в рабочей части нагрузки  $P_H$ . Измеренная термопарой величина температуры корректировалась по температуре воды на входе и экспериментально найденным величинам погрешностей и определялась температура  $T_{max}$  теплоизолированной поверхности. По величине плотности теплового потока  $q = P_H / S_H$  (где  $S_H$  - площадь охлаждаемой поверхности рабочей части нагрузки) находился перепад температуры в стенке  $\Delta T_1 = q R$  (в данном случае  $\delta \gg h$ ,  $R = h / 2\lambda$ , а величина  $\Delta T_2 \approx 0$ ) и вычислялась температура охлаждаемой поверхности стенки  $T_c = T_{max} - q R$ , в зависимости от которой и строились кривые  $q(T_c)$  при различных скоростях воды  $w$ . Абсолютная точность измерения  $q$  и  $w \sim 10\%$ , температуры ~ 20%, относительная - 2+5%. Средние коэффициенты теплоотдачи конвекцией  $\alpha(\Delta T) = q / \Delta T$  вычислялись с учетом средней температуры воды на выходе из нагрузки:  $\Delta T = T_c - (T_g + T_0) / 2$ .  $T_g$  вычислялась из формулы  $C_v V T_g = P_\Sigma$ , где  $V = F \cdot w$ ,  $P_\Sigma$  - мощность, снимаемая водой со всей нагрузки (с точностью ~ 10% численное значение



$P_{\Sigma} = 9,6 q$ ,  $F$  - площадь поперечного сечения воды.

Теплосъем на модели с рубашкой.

Для испытаний собирались позиции I+IO модели (рис.2).  
 Размеры нагрузки: наружный диаметр трубы  $2Z_2 = 11,4$  мм,  
 внутренний  $2Z_1 = 10$  мм, рабочая длина трубы 26 мм. Исследо-  
 вания проводились только на одном диаметре вкладыша  $2Z_0 = 9,2$  мм.  
 На рис.6 приведены зависимости  $q(T_c)$  при охлаждении водой.

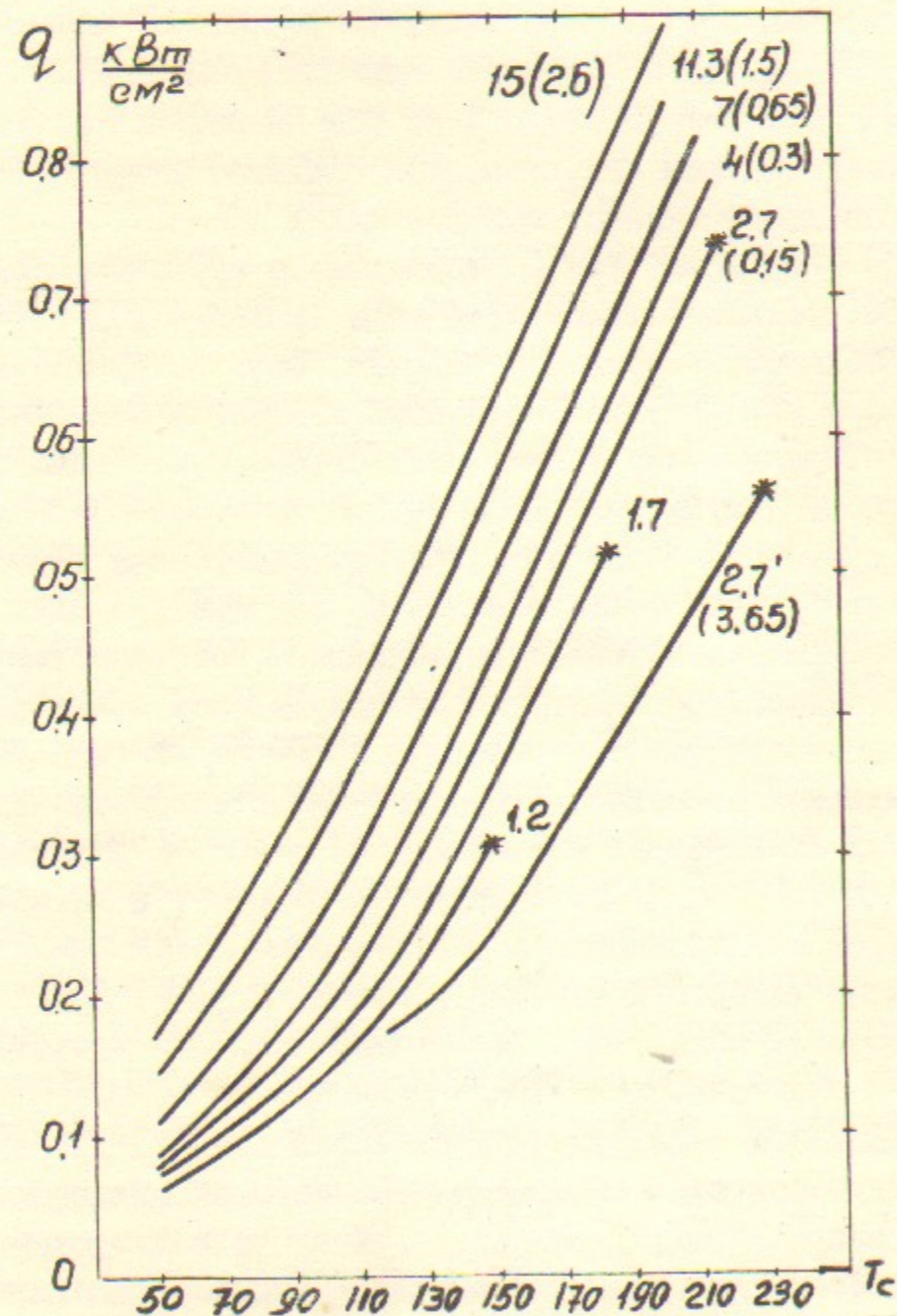


Рис.6.

В скобках, около скоростей воды, указано давление  $P$  на входе в нагрузку (по этим данным легко построить кривую  $w(P)$ ). Точность кривых при  $w < 2,7$  м/с. несколько ниже указанной ранее, поскольку затруднен контроль давления на входе в процессе снятия кривых: частично по причине его малости, а также потому, что при приближении к критической плотности теплового потока ( $q_{кр}$  помечены знаком  $*$ ) наряду с некоторым повышением давления на входе уменьшается скорость воды. Для сравнения на рис.6 показана типичная из кривых, снятых при повышенном давлении по всей длине нагрузки (с сохранением  $w = 2,7$  м/с, на выходе из нагрузки создан подпор величиной 3,5 атм).

Анализ некоторых зависимостей теплосъема от условий охлаждения удобнее провести, представив те же результаты с учетом  $T_B$  в несколько ином виде (рис.7). Построив с использованием  $[6+8]$  кривые  $q = A \cdot w^B$ , в которых константы

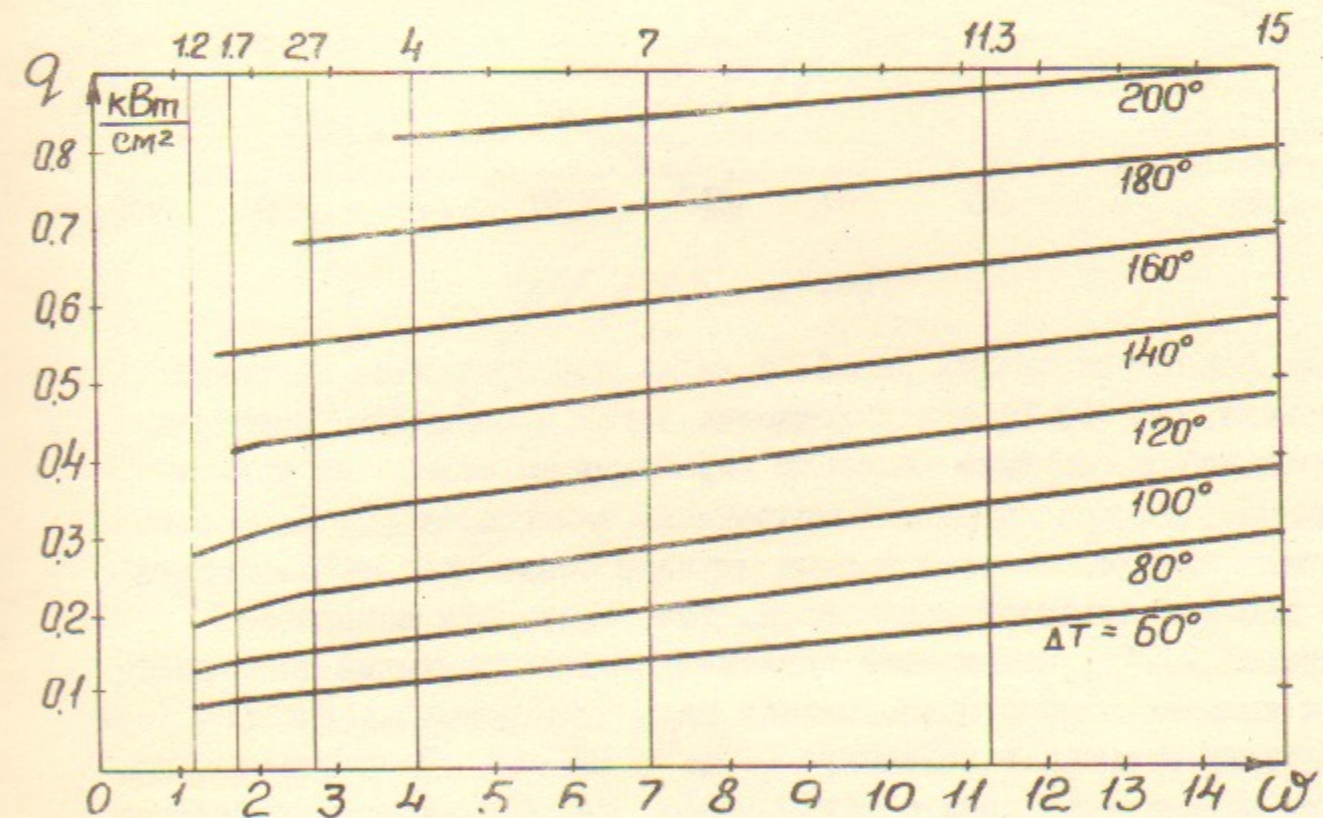


Рис.7.

А и В определить при скоростях  $w$  и температурах  $\Delta T$ , когда либо нагрев воды пренебрежимо мал, либо мало влияние на теплосъем начальных участков, можно оценить вклад в теплосъем этих параметров, так как в основном их изменение приводит к отступлению форм кривых от расчетных. Теплосъем при



охлаждении водой (в том числе теплоотдача в трубах кольцевого сечения) хорошо изучен и довольно полно освещен в литературе, поэтому в настоящей работе даются только некоторые замечания. На рис.8 приведены кривые коэффициентов теплоотдачи

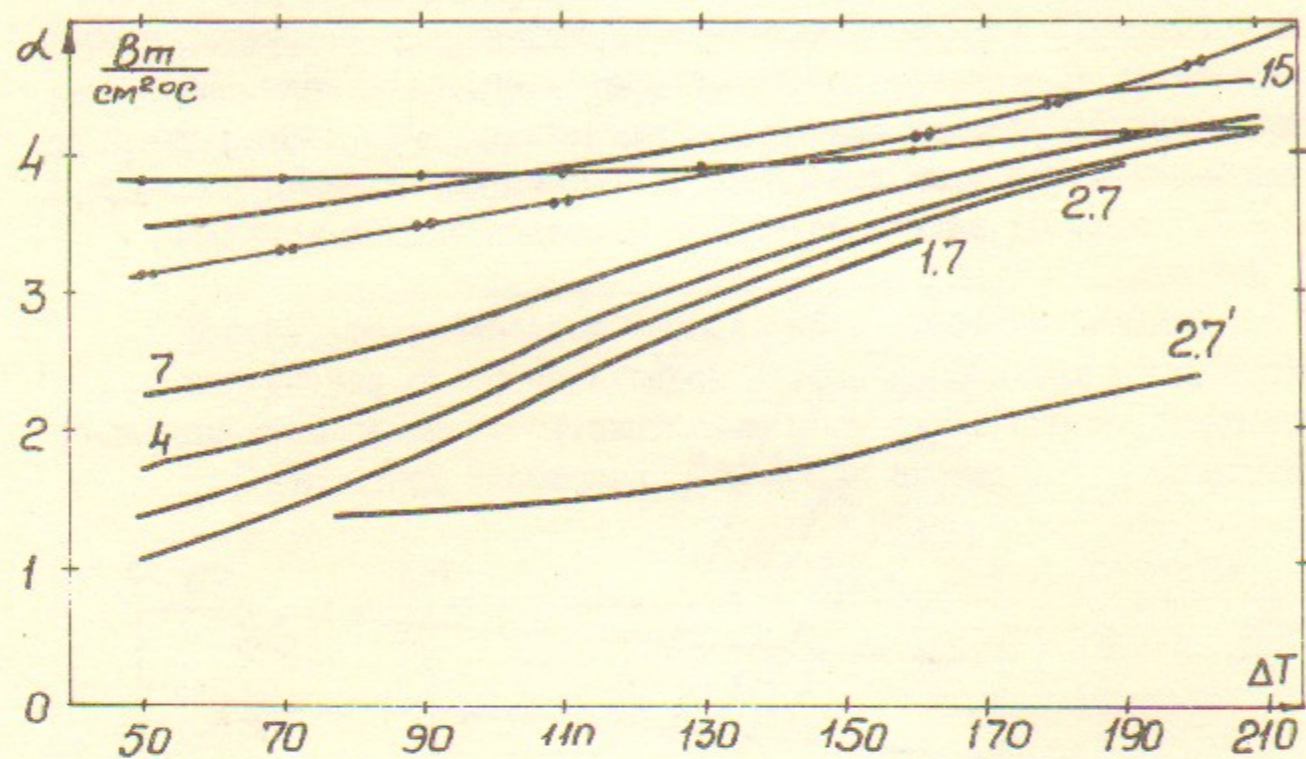


Рис.8.

для некоторых кривых рис.6, а также для сравнения показаны кривые  $\alpha(\Delta T)$  при охлаждении водой с воздухом (помечена точками) и струйным способом (двойными точками). Из кривых видно, что при высоких температурах зависимость от скорости очень слабая, поэтому в ряде случаев также нет необходимости в достижении высоких давлений, тем более, как показывает кривая 2,7', повышенное давление помимо повышения температуры кипения отрицательно влияет на интенсификацию теплообмена при кипении и снижает величину  $q_{кр}$ . Быстрый рост теплообмена при низких скоростях с нагреванием воды (переход в турбулентный режим) позволяет при высоких  $T_c$  допускать значительный нагрев воды к выходу из нагрузки без существенного роста  $T_c$ . Так при  $T_c \approx 100^\circ$  нагрев воды до температуры  $\sim T_c/2$  приведет к увеличению  $T_c$  не более, чем на 20%. Однако работа в режимах, близких к  $q_{кр}$ , в значительной мере неустойчива и требует

устройства специальной быстродействующей защиты нагрузки от перегрева, например [5], что возможно лишь при малоинерционных источниках нагрева.

Рис.9 иллюстрирует эффективность охлаждения смесью воды

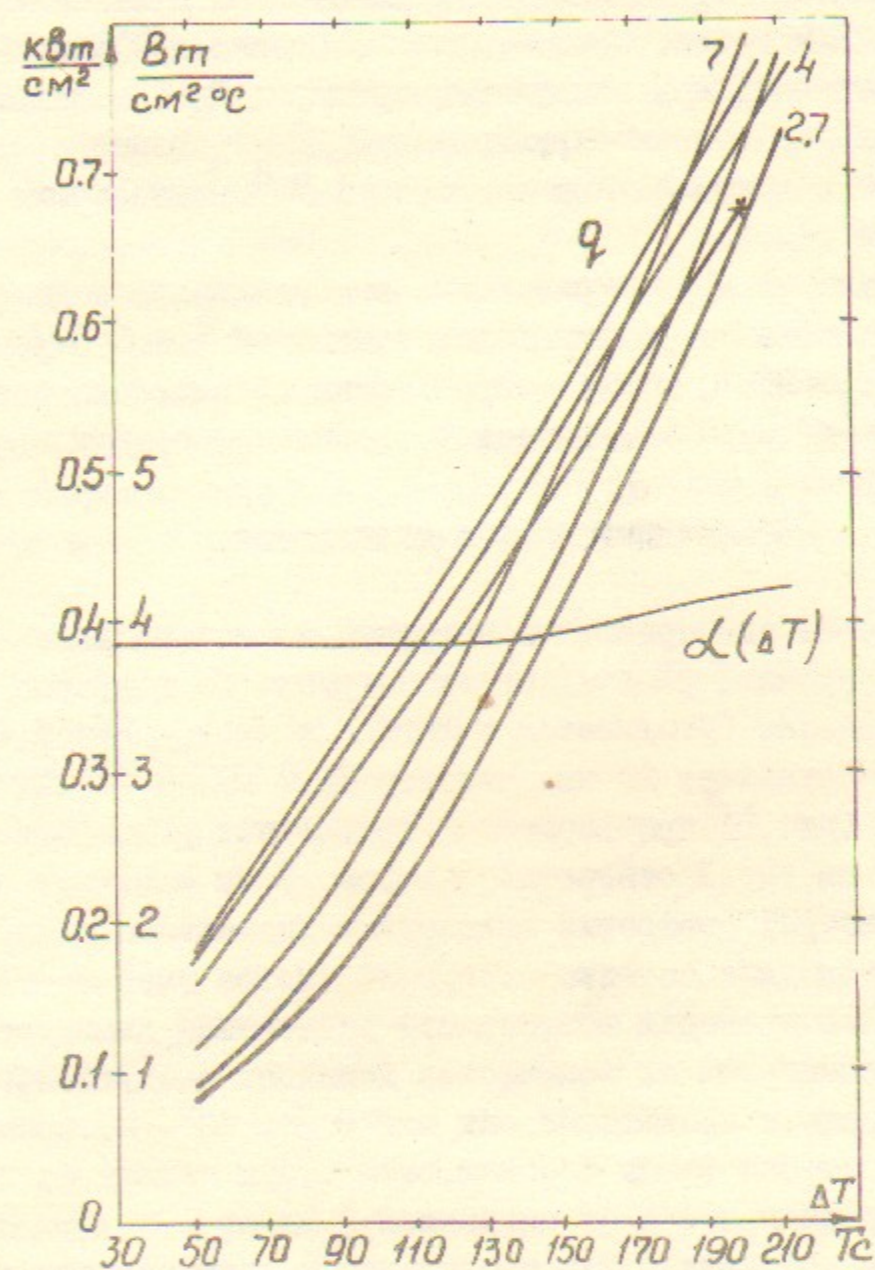


Рис.9.

с воздухом. С целью исключения погрешности из-за нелинейной работы автосмесителя при каждом измерении подавалось количество воздуха, обеспечивающее максимальную величину теплообмена. С учетом  $T_B$  кривые  $\alpha(\Delta T)$  при различных  $w$  практи-



чески совпадают, что свидетельствует о целесообразности использования этого способа в случаях больших гидродинамических сопротивлений течению, не позволяющих достижение больших скоростей. Эффект возрастания теплоотдачи почти втрое при включении воздуха при низких  $u$  и  $T_c$  объясняется, в основном, турбулизацией потока. При высоких  $T_c$  теплоотдаче ухудшается по сравнению с охлаждением водой и кризис теплоотдачи наступает при меньших  $q_{кр}$ . Таким образом, при низких температурах  $T_c$  (а следовательно и при небольших величинах напряжений  $\sigma_0$ ) способ обеспечивает практически предельные согласно [6,8] величины  $\alpha$  при охлаждении водой.

Как следует из кривых рис. 6-9, в исследованном диапазоне предельный теплоотдачу ограничивается величиной  $\sim 4,5 \text{ Вт/см}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ , а предельные  $T_c \sim 250^\circ$ , причем ограничения обусловлены возможностями теплоотдачу, а не механической прочностью стенок.

#### Струйный способ охлаждения.

В этой серии экспериментов нагрузка несколько изменена: верхняя часть прежней рабочей части нагрузки на наружном диаметре коническая (утолщается к бурту) и длина нижней (рабочей) части составляет 20 мм, диаметр 11,2 мм. В изоляционной втулке 12 (рис.2) просверлено 6 продольных рядов отверстий диаметром 0,7 мм (по 9 отверстий с шагом 3 мм в каждом ряду). При малых диаметрах отверстий необходима тщательная очистка воды, иначе проходное сечение отверстий быстро уменьшается. Поэтому, с целью проверки возможности увеличения диаметров отверстий со снижением их количества делалось следующее. Отверстия наклонены к продольной оси под углом  $60^\circ$ , и, кроме того, смещены от оси таким образом, что струи падают на поверхность не радиально, а со смещением 2 мм от осевой плоскости, чем обеспечивается продольная и азимутальная составляющая скорости струек. В результате струйки частично закручиваются по винтовой линии, омывая поверхности, на которые непосредственно струйки не падают. В верхней части нагрузки между рядами отверстий просверлено дополнительно по три отверстия. Оптимизации диаметров отверстий, углов наклона к оси и смещения от оси не проводилось.

Перед съемом кривых проверялось распределение температуры

по длине трубы и по азимуту. При охлаждении только водой разброс температуры по длине достигает  $\sim 20\%$ , причем рост температуры к выходу обусловлен, в основном, не нагревом воды, а тем, что эффект струй слабо выражен из-за сплошного потока воды от верхних струй. Разброс по азимуту достигает  $\sim 35\%$ . При охлаждении водой с воздухом разброс температуры соответственно  $\sim 15$  и  $25\%$ . По результатам распределения термопара устанавливалась в точках, соответствующих примерно средней температуре по всей охлаждаемой поверхности рабочей части нагрузки, что значительно занижает полученные максимальные величины теплоотдачу этим способом.

Поскольку зависимость теплоотдачу от скорости выражена слабо (при  $T_c=60^\circ$  и охлаждении только водой  $\sim u^{0,3}$ ), на рис.10 приведено по одной кривой. Кривая 1 снята при охлаждении водой без воздуха при расходе воды  $70 \text{ см}^3/\text{с}$ , что соответствует скорости струй  $\sim 2,5 \text{ м/с}$  (по расходу эквивалентно скорости воды в рубашке в предыдущих экспериментах  $\sim 3,5 \text{ м/с}$ ).

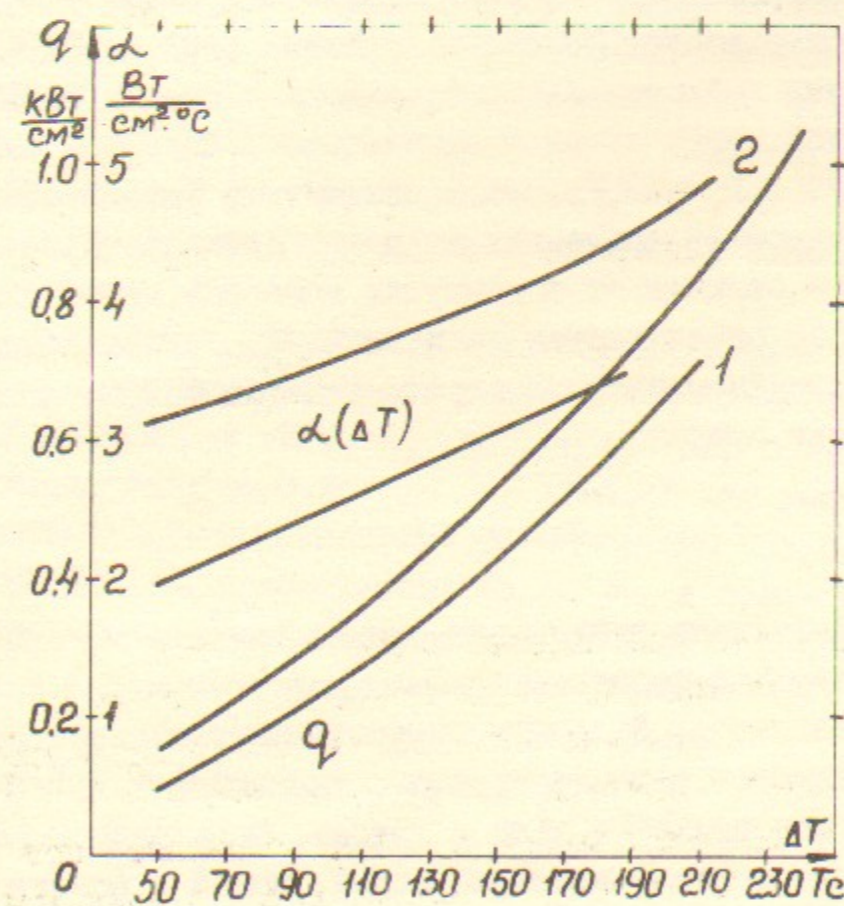


Рис.10.



При охлаждении водой с воздухом не достигается равномерного распределения потока воды по всей поверхности, поэтому кривую 2 следует считать снятой при большей скорости воды, а не способом мелкоструйного охлаждения. Закручивание струй по периметру мало эффективно, рациональней было бы расположить те же отверстия в шахматном порядке, обеспечив падение струй по нормали к поверхности. Несмотря на указанные причины снижения величин теплоотдачи, струйный способ позволил снять более 1 кВт/см<sup>2</sup> (при T<sub>c</sub> ~ 240°), что для других рассмотренных способов является предельным.

На рис.8 проведено сравнение коэффициентов теплоотдачи. При температурах до ~100° способ охлаждения водой с воздухом несколько превосходит по теплоотдаче другие. При температурах T<sub>c</sub> > 150° струйный способ оказывается вне конкуренции. Однако при охлаждении высокотемпературных стенок холодной водой значительных величин достигают "микроградиенты" температуры. По-видимому, аналогично появлению микротрещин при нагреве до высоких температур тонкого поверхностного слоя металла (резко выраженный скин-эффект [ I ]) происходит разрушение контактирующей с водой поверхности. Понизить величины этих напряжений без снижения величин теплоотдачи можно, охлаждая стенки горячей или кипящей водой, что позволит использовать воду для охлаждения поверхностей с T<sub>c</sub> > 300°, когда никакие из рассмотренных способов при невысоких давлениях не могут быть использованы. Таким образом, в отличие от предыдущих способов, где максимальный теплоотдачу определяется величиной q<sub>кр</sub>, предельный теплоотдачу при струйном способе ограничивается только механической прочностью стенок.

#### Выводы

Обобщая полученные результаты, можно заключить, что большие интенсивности теплоотдачи можно получить любым из рассмотренных способов. Величины α при низких температурах значительно превышают верхние границы, указанные в [ 6,8 ] для теплоотдачи при движении воды в трубах. Сравнение при T<sub>c</sub> ~ 50° показывает, что теплоотдачи водой, водой с воздухом и струйным способом при одинаковом расходе воды на единицу охлаждаемой поверхности относятся как 1:2,5:1,8, сравнение при равных скоростях воды дает 1:3:2,5. Выбор того или иного

способа охлаждения диктуется, в основном, условиями рассеяния частиц, конструктивными и эксплуатационными особенностями охлаждаемых объектов. Поскольку углы рассеяния частиц в материале стенок обратно пропорциональны энергии частиц, то при фокусировке частиц высоких энергий толщины стенок менее ограничены, в то время как при низкоэнергетичных пучках рассеяние становится критичным. Поэтому в последнем случае целесообразней мелкоструйный способ теплоотдачи, т.к. толщину стенок рубашки по ряду причин сложно выполнить меньше h/2 и если струйный способ применим, окажется рациональней, особенно при δ ≥ h, несколько увеличить h, что позволит снизить тепловой напор (или увеличить частоту следования импульсов тока) и облегчит условия теплоотдачи струйным способом.

Вероятно не будет излишним заметить, что достичь полученных в работе величин теплоотдачи с помощью водяных рубашек значительно сложнее на длинных нагрузках, тем более при расчете на длительную работу охлаждаемых объектов. При малых d<sub>э</sub> на длинных нагрузках сложно получить большие скорости воды, а увеличение d<sub>э</sub> ведет к снижению теплоотдачи. Эффективность охлаждения водой с воздухом так же будет падать с ростом d<sub>э</sub>. Сложнее использовать и рост теплоотдачи с нагреванием воды, поскольку увеличение T<sub>c</sub> к выходу из нагрузки может привести к кризису теплоотдачи. Струйный способ при обеспечении стоков воды по длине практически свободен от этих недостатков.

Для оценки допустимой частоты f следования импульсов тока при заданных магнитном поле H, длительности импульса тока τ и параметрах нагрузки найдем среднюю поверхностную плотность теплового потока q (именно эту мощность и следует отводить с единицы площади) для нагрузки кольцевого сечения. Используем два приближения: z<sub>2</sub> >> δ и будем считать величину скин-слоя δ<sub>0</sub> при одиночных импульсах равной δ в установившемся режиме непрерывного синусоидального тока. При этих допущениях значения q приближенно равны:

1) Случай импульсов тока длительности τ, следующих с частотой f

$$\delta/h < 0,3 : q_{\tau\delta} = \frac{H_m^2}{2} \cdot f \frac{\tau\rho}{\delta} = \frac{\mu H_m^2}{2} f \frac{\pi\delta}{2}$$

$$\delta/h > 1,5 : q_{\tau h} = \frac{H_m^2}{2} \cdot f \frac{\tau\rho}{h} = \frac{\mu H_m^2}{2} \frac{\pi\delta^2}{h}$$



2) Случай непрерывной частоты  $\omega$

$$\delta/h < 0,3: q_{\omega\delta} = \frac{H_m^2}{2} \frac{\rho}{\delta} = \frac{\mu H_m^2}{2} \frac{\omega\delta}{2}$$

$$\delta/h > 1,5: q_{\omega h} = \frac{H_m^2}{2} \frac{\rho}{h} = \frac{\mu H_m^2}{2} \frac{\omega\delta^2}{2h}$$

При изменении  $\delta/h$  в пределах  $0,3 \leq \delta/h \leq 1,5$  и любых отношениях  $z_2/\delta$  величины  $q$  можно найти, используя результаты работы /2/, например, при охлаждении внешней поверхности

$$q_{\omega} \approx \frac{c_p \cdot \delta}{z_2} \cdot 2f \int_{z_1}^{z_2} \Delta T(z, f) z dz$$

Приравняв полученную величину  $q$  принятой из условий теплоотвода, находятся предельные величины полей  $H$  в зависимости от частот  $f$  или, при заданном  $H$ , -допустимые частоты следования импульсов тока. Как показано в работе /5/, в параболических линзах сложно обеспечить условие  $\delta \ll h$ , поэтому оценим величины частот для случая  $q_{\omega h}$  на конкретном примере:  $H_m = 2 \text{ МА/м}$ ,

$\tau = 1 \text{ мс}$ , материал линзы - алюминиевый сплав Д16Т,  $h = 3 \text{ мм}$ . При этих условиях  $\delta = 4,3 \text{ мм}$ , а величина  $q_{\omega h} = 2,4 \cdot 10^4 \cdot f \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  учитывая, что механические характеристики сплава Д16Т быстро падают с ростом температуры, можно за рабочую температуру принять  $T_c \sim 70^\circ$ , а величину  $\alpha \sim 20 \text{ кВт/м}^2 \text{ }^\circ\text{С}$ , что при  $\Delta T \sim 50^\circ$  дает  $q \sim 1 \text{ МВт/м}^2$ , откуда предельная частота  $f \lesssim 40 \text{ Гц}$ . Увеличивая в допустимых пределах толщину стенок или уменьшая длительность  $\tau$ , совершенствуя систему охлаждения или охлаждая одновременно обе поверхности стенок, можно увеличить частоты или величины магнитных полей.

Полученные результаты позволяют в зависимости от энергии фокусируемых частиц, геометрических характеристик линз, величин магнитных полей и других параметров выбрать оптимальный способ охлаждения.

В заключение хочется выразить признательность Г.И.Сильвестрову за предложенную тему, В.Н.Карасюку за ценные замечания при конструировании экспериментального оборудования, В.Ф.Стрельникову, Ф.С.Кожевникову, Ю.Д.Мухоедову, Н.М.Бобкову за качественную подготовку к работе узлов оборудования.

## Л и т е р а т у р а

1. Г.С.Виллевалд, В.Н.Карасюк, Г.И.Сильвестров. Экспериментальное исследование параболических линз с предельно допустимыми магнитными полями. ЖТФ, т.48, вып.3, 1978, с.566.
2. Г.С.Виллевалд, В.Н.Карасюк, Г.И.Сильвестров. Тепловой режим напряженных параболических линз. ЖТФ, т.48, вып.4, 1978, с.789.
3. Т.А.Всеволожская, Г.И.Сильвестров. Оптические свойства светосильных параболических линз. ЖТФ, т.43, вып.1, 1973, с.62.
4. Б.Ф.Баянов и др. Светосильная оптика с большими магнитными полями для эффективного получения пучков вторичных частиц. Тр.Х Междунар. конф. по ускорителям заряженных частиц высоких энергий. Протвино, июль, 1977, т.П, с.103.
5. Г.С.Виллевалд, В.Н.Карасюк, Г.И.Сильвестров. Исследование механических характеристик сильноточных параболических линз в режимах динамического нагружения. Препринт ИЯФ 75-98, Новосибирск, 1975.
6. Теплотехнический справочник, т.2, М., "Энергия", 1976.
7. Кутателадзе. Основы теории теплообмена. Наука, Сиб. отд. Новосибирск, 1970.
8. Б.Н.Юдаев. Теплопередача, М., "Высшая школа", 1973.
9. Г.С.Виллевалд. Предложения по использованию нелинейных X-линз и их комбинаций. Препринт ИЯФ 81-17, Новосибирск, 1981.
10. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник, т.1, М., 1968.