

**СООБЩЕНИЯ
ОБЪЕДИНЕННОГО
ИНСТИТУТА
ЯДЕРНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ
ДУБНА**

13-84-771

К.Дёге, В.Гёлер, В.И.Миронов,
В.С.Швецов, А.С.Щеулин

РАСЧЕТ
И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ИНТЕНСИФИКАЦИИ ОХЛАЖДЕНИЯ
ВАКУУМНОЙ КАМЕРЫ АДГЕЗАТОРА КУТИ-20

1984

В работах^{1,2/} было показано, что при повышенной цикличности работы коллективного ускорителя КУТИ-20^{3/} в катушках магнитной системы и стенках вакуумной камеры адгезатора^{3/} выделяются значительные тепловые мощности. При этом тепловая нагрузка на эти элементы распределена существенно неравномерно /см. таблицу/.

Наиболее теплонагруженным устройством является вакуумная камера. Решение проблемы ее охлаждения в значительной степени определяет работоспособность всего адгезатора.

Известные технические решения эффективности теплосъема путем увеличения охлаждаемой поверхности /различное профилирование/ в данном случае неприемлемы из-за требований к характеристикам импульсного магнитного поля.

В настоящей работе рассматриваются возможности повышения эффективности охлаждения камеры при использовании различных охлаждающих жидкостей, вариации геометрии радиального зазора^{4/} и непосредственным воздействием на пограничный слой.

Таблица

Элементы (номера катушек)	Выделяемая мощность (кВт)	Охлаждающая жидкость	Удельная мощность $\frac{dQ}{dA}$ (кВт/м ²)	Скорость нагрева без охлаждения $\dot{\theta}$ (град/сек)
Катушка I	2x3,35	вода	10,9	0,52
II	2x3,65	вода	5,7	0,28
III	2x3,10	вода	3,1	0,15
IV	2x29,3	трансф.масло	14,1	2,1
Камера	100	вода/ трансф.масло	73,7 (макс.302,8)	36,9 (макс.151,4)

dA - элемент охлаждаемой поверхности

θ - температура



1. ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕНА

В реальной конструкции^{/5/} адгезатора жидкость, охлаждающая камеру, течет в радиальном направлении в зазорах, образованных стенками камеры и внешнего стапеля. Процесс теплопередачи в такой геометрии является довольно сложным и в полном объеме может быть промоделирован на базе использования ЭВМ /см.раздел 2/. Однако в большинстве приложений для оценки интегральных характеристик достаточно аналитических вычислений на основе полуэмпирического подхода.

В зависимости от входного и локального профилей скоростей и числа Рейнольдса $Re = \frac{cs}{\nu}$ / \bar{c} - средняя скорость жидкости, ν - ее кинематическая вязкость, s - ширина зазора/ может реализовываться ламинарное или турбулентное течение. Если $Re < 315$, течение ламинарно, а при $Re > 2300$ - турбулентно практически независимо от профилей скоростей^{/6/}. Ограничимся рассмотрением радиального зазора ширины $s = const$, одна из стенок которого нагревается однородным по азимуту и радиусу и постоянным во времени потоком мощности. Эта модель является хорошим аналогом реальных условий при повышенной цикличности ускорителя. Используя метод, развитый для прямых каналов^{/8/}, можно показать, что в рассматриваемой геометрии радиального зазора в зависимости от характера течения жидкости процесс теплообмена и перепад полного давления описываются следующими системами уравнений

$$\dot{Q} = K_M \cdot 1,4 \cdot \lambda_{ж} \cdot r_a \left(\frac{\pi(r_a^2 - r_i^2)}{r_a \cdot s} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\nu_{ж} \cdot r_a} \right)^{0,4} \cdot Pr_{ж}^{0,58} \cdot \frac{(\theta_c - \theta_{ж})}{Pr_c^{0,25}}, \quad /1.1/$$

$$\Delta p_g = K_P \frac{6\nu_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \dot{V}}{\pi s^3} \ln \left| \frac{r_a}{r_i} \right|, \quad /2.1/$$

$$\theta_{ж} = 0,5(\theta_{жi} + \theta_{жа}), \quad /3.1/$$

$$\theta_c = \int_{r_i}^{r_a} \frac{\theta_c(r) \cdot 2 \cdot r dr}{(r_a^2 - r_i^2)}, \quad /4.1/$$

$$\dot{Q} = K_M \cdot 0,0311 \lambda_{ж} \frac{r_a^2}{s} \left(\frac{s}{r_a} \right)^{0,054} \cdot \left(1 - \frac{r_i}{r_a} \right)^{1,146} \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\nu_{ж} r_a} \right)^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,51} \frac{(\theta_c - \theta_{ж})}{Pr_c^{0,14}}, \quad /1.2/$$

$$\Delta p_g = K_P \frac{0,314}{\left(\frac{\dot{V}}{\pi \cdot r_i \nu_{ж}} \right)^{0,25}} \left(1 - \left(\frac{r_i}{r_a} \right)^{0,75} \right) \frac{\rho_{ж} \cdot \dot{V}^2}{12 \cdot \pi^2 s^3 r_i}. \quad /2.2/$$

Система /1.1, 2.1, 3.1, 4.1/ относится к ламинарному течению, а система /3.1, 4.1, 1.2, 2.2/ - к турбулентному. Здесь: \dot{Q} - тепловая мощность, Δp_g - перепад полного давления; \dot{V} - объемный расход жидкости; r_i, r_a - минимальный и максимальный радиусы зазора соответственно; $\lambda_{ж}, \nu_{ж}, Pr_{ж}, \rho_{ж}$ - теплопроводность, кинематическая вязкость, число Прандтля, плотность жидкости для средней температуры $\theta_{ж}$; Pr_c - число Прандтля пограничного слоя при усредненной по радиусу температуре стенки θ_c ; $\theta_{жi}, \theta_{жа}$ - входная и выходная температуры жидкости соответственно. Коэффициенты K_M и K_P определялись нами из эксперимента и для ламинарного режима течения имеют значения $K_M = 0,9+0,02$, $K_P = 1+0,2$. Для турбулентного режима точные значения этих коэффициентов неизвестны, однако в первом приближении их можно принять такими же. Следует сказать также, что, хотя в уравнения входят только средние значения температур, пользуясь известными критериями подобия $\Theta = \frac{\theta_{c \max} - \theta_{ж}}{\theta_c - \theta_{ж}}$, можно оценить максимальную температуру

стенки $\theta_{c \max}$. Конкретное значение Θ зависит от ряда факторов и в рассматриваемом случае составляет $\Theta = 1,32$.

Анализируя полученные системы уравнений, видим, что главными факторами, влияющими на интегральные характеристики теплообмена, являются ширина зазора, а также объемный расход и входная температура жидкости. В реальных условиях максимальный расход ограничен предельно допустимым для конструкции перепадом полного давления $\Delta p_g \leq 1,1$ атм. Кроме того, как правило, $\theta_{жi}$ из условий внешней системы охлаждения не может быть ниже $20^\circ C$. Поэтому одним из наиболее эффективных способов интенсификации теплосъема является варьирование ширины зазора. Из уравнений /1.1 - 2.2/ ясно, что существует принципиальная возможность избежать локального перегрева стенок камеры в зонах максимального теплового потока, профилируя зазор в соответствии с распределением $\frac{dQ}{dA}(r)$.

Известно^{/6/}, что турбулентный режим течения в охлаждающих системах предпочтительнее ламинарного. В существующем варианте^{/1/} камера охлаждается трансформаторным маслом, т.е. жидкостью с большой кинематической вязкостью. При этом $Re < 315$, и течение заведомо ламинарно. Для перехода на турбулентный режим необходимо использовать менее вязкий хладагент, например воду. Несмотря на ряд чисто технических трудностей, которые обусловлены необходимостью надежной гидроизоляции катушек магнитной системы, находящихся в масле, переход на воду целесообразен также потому, что ее теплопроводность в 5 раз выше, чем у масла.

На рис.1 приведены результаты расчетов максимальной температуры камеры при охлаждении водой и маслом. Применение трансформаторного масла^{/1/} ограничивает предельную выделяемую мощность

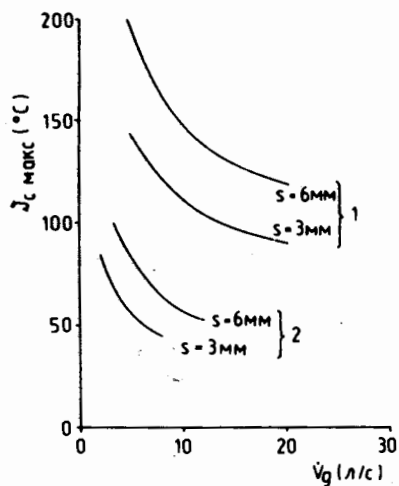


Рис.1. Зависимость максимальной температуры стенки камеры от объемного расхода жидкости. 1 - охлаждение трансформаторным маслом: $Q = 50$ кВт, $\theta_{ж1} = 20^\circ\text{C}$, $\Theta = 1,32$, $K_M = 0,9$; 2 - охлаждение водой: $Q = 100$ кВт, $\theta_{ж1} = 20^\circ\text{C}$, $\Theta = 1,32$, $K_M = 1,0$.

величиной ~ 50 кВт. Иными словами, цикличность работы адгезатора в этом случае не может превышать $10 \div 12$ Гц. Вода^{12/} позволяет отвести проектную мощность ~ 100 кВт при существенно меньшем нагреве камеры. Видно также, что уменьшение зазора улучшает охлаждение. Однако без принятия дополнительных мер даже в случае использо-

вания воды температура стенки приближается к предельно допустимой $\sim 100^\circ\text{C}$ ^{15/}.

2. РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ В ЗАЗОРЕ

Для поиска дополнительных способов увеличения теплосъема важно знать распределение температуры в зазоре. Мы ограничились рассмотрением случая ламинарного течения. Метод расчета основывался на решении с помощью ЭВМ системы дифференциальных уравнений движения, неразрывности и сохранения энергии с учетом изменяющихся свойств жидкости вдоль радиального зазора и диссипативных процессов /термовязкостная связь^{17/}.

На рис.2а,б приведены результаты расчетов. Наиболее интересно то, что распределение температуры в зазоре является резко неравномерным с ростом этой неравномерности вдоль зазора от входа к выходу. Это связано с постепенной трансформацией профиля скорости от трапецеидальной формы к параболической. Из-за вязкостного трения жидкость вблизи стенок камеры практически останавливается. Отсюда следует, что: во-первых, можно ожидать, что применение профилирования противоположной стенки будет малоэффективным; во-вторых, сколь-нибудь значительно повысить эффективность теплосъема можно только непосредственно воздействуя на пограничный слой. Качественно совпадающие результаты получены в работе^{17/}, где теоретически рассматривался процесс теплообмена при применении профилирования стенки. Отметим, что расхождение значений $\theta_{с макс}$, полученных с помощью полуэмпирических уравнений, и в численных расчетах не превышает 10%.

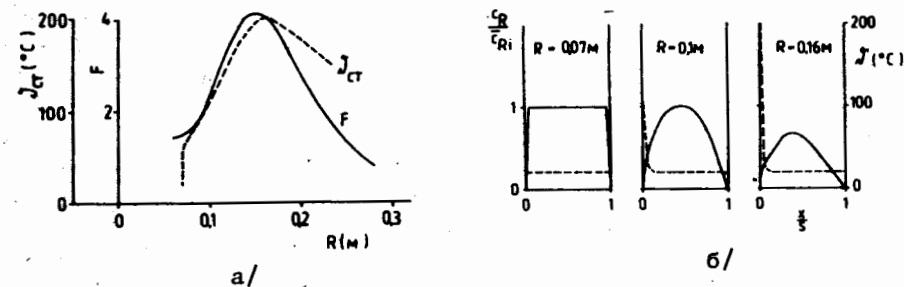


Рис.2. Теплотехнические характеристики камеры

а/ $\frac{dQ}{dA} / \left(\frac{dQ}{dA}\right)$ — и $\theta_{ст}$ — б/ $\theta = f\left(\frac{x}{s}\right)$ —
и $\frac{c}{R} = f\left(\frac{x}{s}\right)$ — ($Q = 50$ кВт, $\dot{V} = 5$ л/с, $\theta_{ж1} = 20^\circ\text{C}$, $s = 2$ мм, $\left(\frac{dQ}{dA}\right) = 73,6$ кВт/м²).

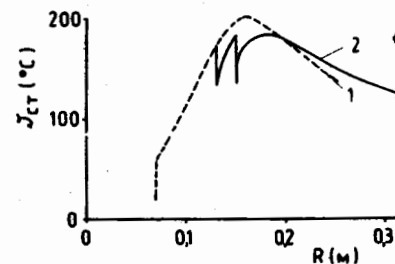
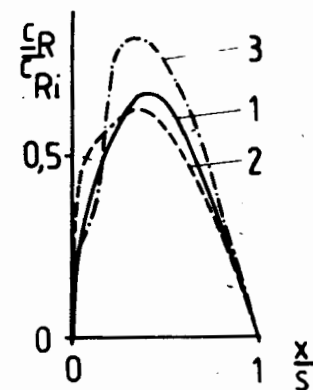


Рис.3. Температура стенки камеры: 1 - без воздействия на пограничный слой; 2 - с воздействием на радиусах $R_1 = 0,13$ м и $R_2 = 0,15$ м /остальные параметры, согласно рис.2/.

Рис.4. Локальные профили скоростей на $R = 0,16$ м: 1 - $V_j/V = 0$; 2 - $V_j/V = 0,04$; 3 - $V_j/V = 0,16$ /остальные параметры, согласно рис.2/.



Процесс охлаждения при воздействии на пограничный слой был промоделирован в численных расчетах. На фиксированных радиусах перпендикулярно основному потоку на стенку камеры направлялись узкие струи жидкости. На рис.3,4 показаны образующиеся при этом локальные профили скоростей и распределение температуры по радиусу. При оптимальном выборе параметров струй /вариант 2/ пограничный слой с близкой к нулю скоростью эффективно разрушается, а температура снижается. Этот способ был опробован экспериментально.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

На рис.5 показаны макеты радиальных зазоров для проверки возможности интенсификации теплообмена при непосредственном воздействии на пограничный слой. Титановые пластинки 1, имитировавшие стенку камеры, нагревались постоянным электрическим током. В экспериментах исследовались 2 макета. Первый /рис.5а/ предназначался для детального изучения теплопередачи. В нем воздействие на слой производилось на одном радиусе $R = 8,8$ см струями холодной жидкости /использовалась вода в ламинарном режиме течения $Re \approx 300$ / через 94 отверстия /4/ диаметром 1 мм. Кольцевые камеры /3/ предназначались для симметризации протоков по отверстиям. В варианте /5б/, приближенном к реальной конструкции, струи подавались через 6 concentрических систем отверстий /7/ диаметром 3 мм и общим количеством 168. Геометрия отверстий и направление течения масла показаны на рис.5а,б. Дросселями /8/ регулировался суммарный проток через отверстия \dot{V}_j . Полный проток $\dot{V} = \dot{V}_0 + \dot{V}_j$ поддерживался постоянным. Температура пластинки измерялась 9 полупроводниковыми датчиками /9/.

На рис.6 приведены результаты, полученные на макете рис.5а. В области $R < 7$ см превышение температуры в случае воздействия на слой ($\dot{V}_j/\dot{V} = 0,04$ и $\dot{V}_j/\dot{V} = 0,25$) по сравнению с кривой $\dot{V}_j/\dot{V} = 0$ /без воздействия/ связано с условием $\dot{V} = const$. В области $R > 13$ см - превышение с интенсивным нагревом жидкости в области воздействия струй. Численные расчеты приводят к аналогичным результатам /рис.3,7/.

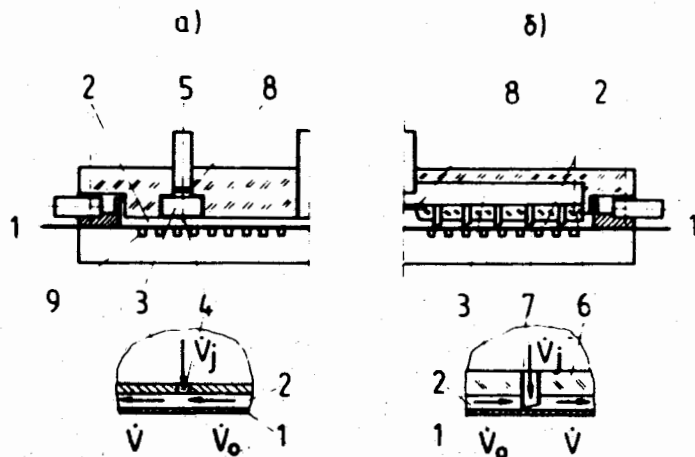


Рис.5. Макеты радиального зазора с воздействием на пограничный слой: 1 - титановая пластинка; 2 - радиальный зазор; 3 - кольцевая камера; 4,7 - отверстия подачи холодной жидкости; 5 - входной канал; 6 - дополнительный диск; 8 - дроссель; 9 - термодатчик.

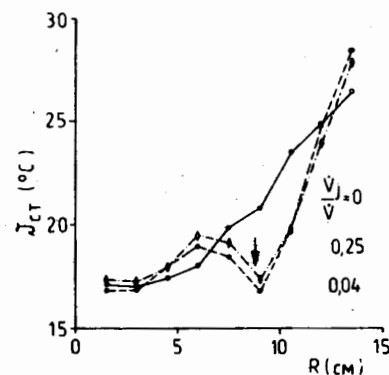


Рис.6. Температура стенки макета радиального зазора по рис.5а; охлаждающая жидкость - вода / $\dot{V} = 19$ л/мин, $\theta_{жi} = 14,8^\circ\text{C}$, $s = 5$ мм, $\frac{d\dot{Q}}{dA} = 5176$ кВт/м²/.

Рис.7. Температура стенки макета радиального зазора по рис.5а: 1 - эксперимент; 2 - расчет по полуэмпирическим уравнениям; 3 - численный расчет на ЭВМ; 4 - численный расчет с воздействием на пограничный слой / $\dot{V} = 23,5$ л/мин, $\frac{d\dot{Q}}{dA} = 4,4$ кВт/м², $\theta_{жi} = 13,6$ C, $s = 2,45$ мм/.

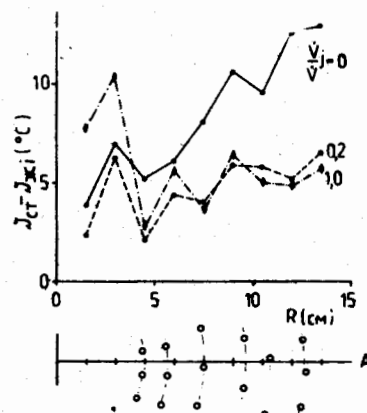
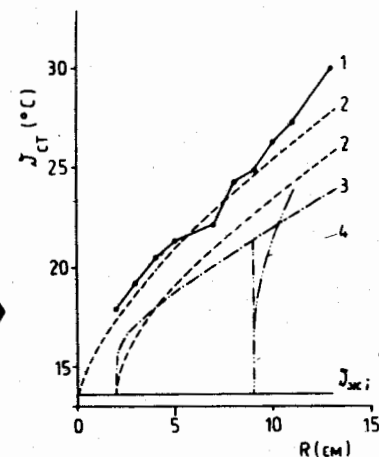


Рис.8. Температура стенки макета радиального зазора по рис.5б; охлаждающая жидкость - вода / $\dot{V} = 11,5$ л/мин, $\frac{d\dot{Q}}{dA} = 6,5$ кВт/м², $\theta_{жi} = 20^\circ\text{C}$, $s = 4,3$ мм; А - азимутальное сечение/.

При увеличении \dot{V}_j сверх определенного предела охлаждение ухудшается. Этот результат объясняется изменением локального профиля скоростей при больших отношениях \dot{V}_j/\dot{V} /рис.4, вариант $\dot{V}_j/\dot{V} = 0,16$ /, вновь приближающегося к профилю при $\dot{V}_j/\dot{V} = 0$.

В целом результаты, полученные на макете /рис.5а/, показывают, что при воздействии на пограничный слой эффективность теплосъема повышается, однако в рабочей конструкции требуется распределенная по радиусу система отверстий. Ее аналог был опробован в исследованиях на макете рис.5б. На рис.8 приведены

распределения температуры пластинки, полученные в этом варианте, и схема расположения измерительных датчиков. Видно, что при $\dot{V}_j/\dot{V} = 0,2$ температура ниже, чем при $\dot{V}_j/\dot{V} = 0$ во всем диапазоне радиусов. В случае подачи масла только через отверстия ($\dot{V}_j/\dot{V} = 1$) значительно возрастает, как и следовало ожидать, температура в области малых радиусов, в соответствии с результатами, полученными на макете рис. 5а. Неравномерность распределения $\theta_{ст} - \theta_{жi}$ по радиусу /в случае $\dot{V}_j/\dot{V} = 0,2$, в частности/ обусловлена характером воздействия струй на охлаждаемую поверхность.

Это обстоятельство не является определяющим, т.к. даже в областях локальных максимумов температура при $\dot{V}_j/\dot{V} = 0,2$ ниже, чем при $\dot{V}_j/\dot{V} = 0$. В реальной конструкции этот недостаток можно значительно уменьшить, оптимизируя количество и направления струй, а также вводя помимо радиальной /см. раздел 1/ азимутальную вариацию ширины зазора.

Выводы

1. Струями холодной жидкости можно эффективно разрушать пограничный слой и существенно интенсифицировать теплообмен.
2. Оптимальное отношение потока в струях к полному потоку находится в диапазоне $0,04 \div 0,2$.
3. Температурные градиенты на стенке камеры можно уменьшить введением вариации ширины зазора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дёге К. и др. ОИЯИ, 13-83-861, Дубна, 1983.
2. Беляев Л.Н. и др. ОИЯИ, 9-80-577, Дубна, 1980.
3. Александров В.С. и др. ОИЯИ, 9-83-613, Дубна, 1983.
4. Дёге К. ОИЯИ, 9-84-84, Дубна, 1984.
5. Аугустин А. и др. ОИЯИ, 9-83-846, Дубна, 1983.
6. Schlichting H. Grenzschichttheorie, G. Braun, Karlsruhe, 1965.
7. Piesche M., Felsch K.O. Über die drallbehaftete Strömung und Wärmeübertragung im Radialdiffusor. Mitt.d.Inst.f.Strömungsmechanik u.Strömungsmaschinen der TU Karlsruhe, 1981, Nr.29, s.47-64.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. "Энергия", М., 1973.

Рукопись поступила в издательский отдел
3 декабря 1984 года

Дёге К. и др.

13-84-771

Расчет и экспериментальные исследования интенсификации охлаждения вакуумной камеры адгезатора КУТИ-20

Приводятся результаты расчетов и макетных испытаний интенсификации теплообмена на стенках охлаждаемой вакуумной камеры адгезатора коллективного ускорителя тяжелых ионов КУТИ-20. Определены максимальная температура, распределения профиля температуры и скоростей в зависимости от охлаждающей жидкости, ширины зазора, объемного расхода и напряженности теплового потока с помощью полуэмпирических формул и численных расчетов и в макете радиального зазора. Получено, что эффективность охлаждения можно значительно повысить, используя воду в качестве охлаждающей среды, уменьшая ширину зазора на 2+3 мм и воздействуя на пограничный слой струями холодной жидкости с относительным суммарным расходом $\dot{V}_j/\dot{V} = 0,04 \div 0,2$ в области максимальной температуры стенки. Результаты позволяют сделать вывод о лучшей работоспособности охлаждения камеры до среднего значения частоты повторения импульсов $f = 20$ Гц /отводимая мощность $Q = 100$ кВт/.

Работа выполнена в Отделе новых методов ускорения ОИЯИ.

Сообщение Объединенного института ядерных исследований. Дубна 1984

Перевод О.С.Виноградовой

Döge K. et al.

13-84-771

Calculation and Experimental Investigation of Cooling Intensification of the KUTI-20 Adhesator Vacuum Chamber

Calculations and model test results of heat transfer intensification by cooling the walls of heavy ion collective accelerator KUTI-20 adhesator are presented. Maximum temperature, distributions of profile of velocity and temperature in radial slots dependent on cooling medium, slot width, mass flow and radial distribution of heating are determined with semi-empirical formulae and numerical simulations. It has been obtained that the efficiency of cooling could be sufficiently increased using water as a coolant, diminishing radial slot by 2-3 mm and boundary layer control in the maximum temperature area with total mass coefficient $\dot{V}_j/\dot{V} = 0.04-0.2$ are found. Investigations allow one to draw a conclusion as to the efficiency of vacuum chamber cooling up to $f = 20$ Hz repetition frequency /heat supply $Q = 100$ kW/.

The Investigation has been performed at the Department of New Acceleration Methods, JINR.

Communication of the Joint Institute for Nuclear Research. Dubna 1984