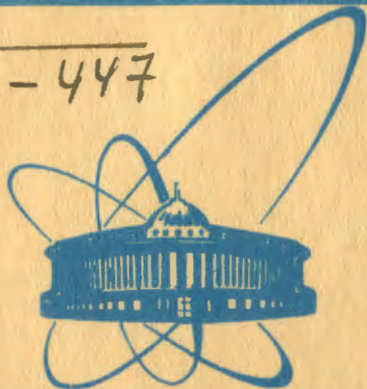


Б-447



сообщения
объединенного
института
ядерных
исследований
дубна

6449/2-81

28/11-81
9-81-642

Л.Н.Беляев, Х.Бёме, К.Дёге, В.Келлер, Б.Кнауер,
Х.Кёлер, В.Курц, Г.Ландграф, Х.Лёбль,
Х.Оертнер, Б.Рёле, В.П.Саранцев, С.Титтель,
Р.Халлер

ДАЛЬНЕЙШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ РАЗВИТИЕ
МАГНИТНОЙ СИСТЕМЫ АДГЕЗАТОРА КУТИ
ДЛЯ ПОВЫШЕННОЙ ЦИКЛИЧНОСТИ

2. Результаты макетных испытаний

1981

ВВЕДЕНИЕ

Как показано в^{1/}, в случае перехода к повышенной цикличности работы КУТИ должны быть усовершенствованы существующие детали магнитной системы. При этом является необходимым эффективным охлаждение катушек III ступени сжатия. Однако для осуществления модернизации системы охлаждения требуется изменить как изоляцию витков катушки, так и способ механического крепления ее на стапеле. Определение необходимых для проектирования технических параметров было проведено с помощью модельных испытаний, результаты которых приведены в настоящей работе.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ, ТЕПЛОВЫЕ И МЕХАНИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ

Катушки магнитной системы, как известно^{1/}, нагружаются импульсным током в несколько килоампер. В изоляции при этом возникают существенные напряженности электрического поля^{2/}. В системе катушка-стапель появляются также механические и тепловые нагрузки. Электрические и тепловые параметры для рассматриваемого случая приведены в табл. 1 /см.^{1/}. При заданной геометрии катушек и их взаимном расположении, показанном на рис. 1а, механические нагрузки определяются следующим образом. Если форма импульса тока в катушке представляет собой полуволну синусоиды, то форма электромагнитных сил во времени будет такая же, как на рис. 1б. Для проектирования системы катушка-стапель необходимо прежде всего знать аксиальную составляющую силу, действующую между катушками. Ее максимальное значение ожидается на месте катушек III ступени, т.к. расстояние между ними меньше, чем расстояние между другими катушками.

Результаты расчета величины максимальной аксиальной силы, полученные с помощью разных методик^{3,4,5/} /например, методики определения силы, возникающей в прямолинейных проводниках с током, определения действующей силы между параллельно расположенными катушками с током и т.д./, примерно одинаковы. Используя параметры, приведенные в табл. 1^{1/} и на рис. 1, можно получить величину максимальной аксиальной составляющей силы для катушки III ступени, которая составляет около 80 кН, причем эта амплитуда достигается спустя 0,5 мс после включения тока.

Предполагая, что длительность периода основных колебаний системы T существенно меньше времени между импульсами t_p , здесь

ОБЪЕДИНЕННЫЙ ИНСТИТУТ

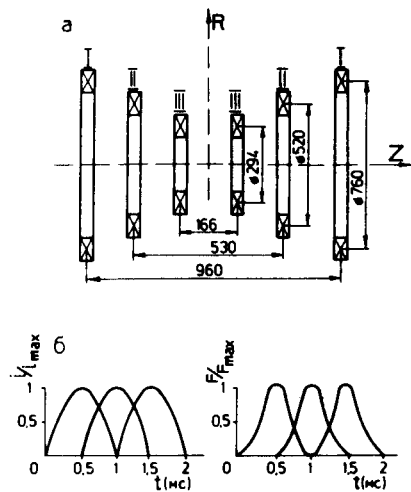


Рис.1. Магнитная система /а/ и токовая механическая нагрузка /б/.

$$T \approx 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}}, \quad /1/$$

где m - масса системы;

$$c = \frac{F}{\Delta x} \quad /2/$$

жесткость пружины;

Δx - перемещение центра тяжести системы; F - статическая аксиальная сила.

В этом случае действительно надо учитывать амплитуду аксиальной силы. В другом случае, если $T \gg t_p$, инерция системы велика и на катушки действует усредненная во времени t_p аксиальная сила. Ее амплитуда существенно меньше, чем в первом случае. Величина реально возникающей нагрузки находится в диапазоне между названными пределами /рис. 2/.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИЗОЛЯЦИИ КАТУШКИ. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ.

Как уже изложено в /1/, охлаждение обмоток катушек осуществляется с помощью электроизолирующих специально профилированных дисков. Они располагаются между рядами обмоток /рис. 3а/. На диски действует сила, возникающая при протекании тока по отдельным виткам /рис. 3б/. Ширина каналов охлаждения ℓ выбирается так, чтобы прогиб проводника не мешал протеканию масла по обмотке и не превысил предельно допустимого значения для

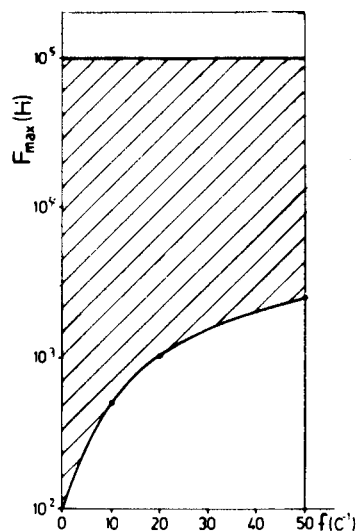


Рис.2. Максимальная осевая составляющая силы в зависимости от цикличности.

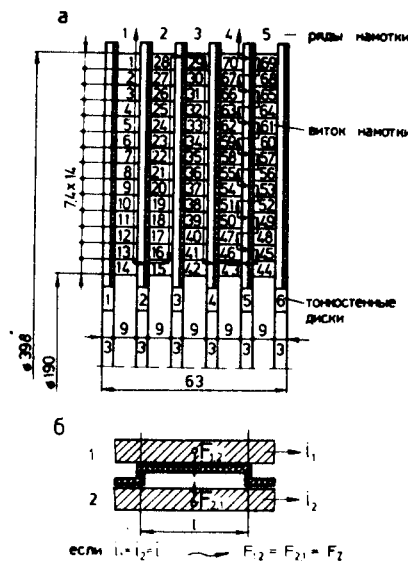


Рис.3. Схема расположения витков в катушке III ступени /а/ и схема для расчета максимального прогиба проводника /б/.

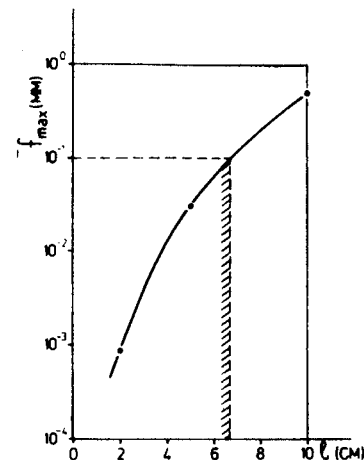


Рис.4. Максимальный прогиб проводника в зависимости от расстояния опор / $\hat{i} = 5$ кА, $E = 2,5 \cdot 10^4$ Нсм², $q_z = 60$ Н см⁻¹ /.

данного материала. Для оценки максимально возможного значения ℓ необходимо знать кроме величины аксиальной силы F_z и механические параметры проводника / E - модуль упругости, I - момент инерции/. Из ориентировочных оценок следует, что в случае нагрузки токовым импульсом $\hat{i} = 5$ кА величина силы $q_z = \frac{F_z}{\ell_c}$ составляет около 60 Н/см / ℓ_c - длина проводника обмотки/. При этом надо учитывать, что витки, расположенные на краю обмотки, нагружены сильнее, чем в центре, а изменение аксиальной силы по радиусу является незначительным.

Предполагая величину жесткости $E \cdot I = 2,5 \cdot 10^4$ Н см², по формуле

$$f_{\max} = \frac{q_z \cdot \ell^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad /3/$$

получим зависимость максимального прогиба от расстояния до опор ℓ /рис. 4/. Из рисунка видно, что в случае предельного значения прогиба $\approx 0,1$ мм максимально возможное значение ℓ должно составлять около 70 мм.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

Основное требование при создании охлажденных каналов состоит в том, что для заданной их геометрии должно осуществляться

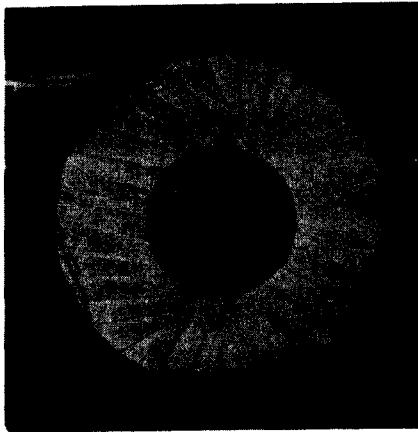


Рис.5. Модель для гидродинамических испытаний.

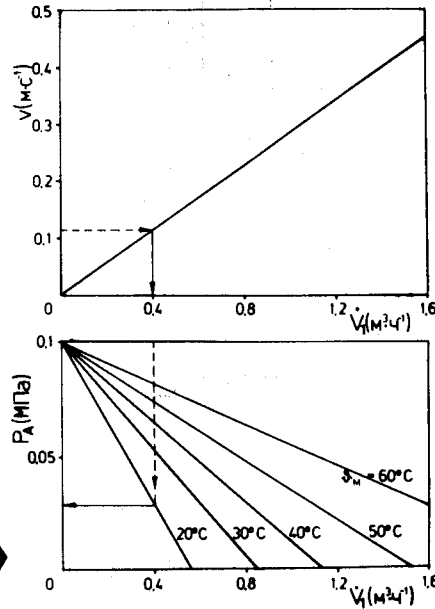


Рис.6. Скорость потока и полное давление у выхода зазора в зависимости от объемного расхода и температуры масла.

не только равномерное течение охлаждающей жидкости, но и хорошая теплопередача. Были проведены полномасштабные испытания модели с водой. Полученные при этом результаты могут переноситься на маслоохлаждаемую катушку, т.к. процессы течения жидкости и теплопередачи при одинаковом числе Рейнольдса /6/ подобны. Равномерность течения была испытана с помощью массообмена /7/. При этом модель была смазана краской Tylose, смывание которой при протекании жидкости является мерой теплопередачи. Было проведено испытание четырех вариантов профиля каналов. На рис.5 изображен лучший вариант с точки зрения рассмотренных выше требований.

Для определения параметров системы охлаждения необходимо знать перепад полного давления при протекании жидкости через катушку. Согласно /6/ получим:

$$\Delta p_v = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \left(\frac{4 \dot{V}_1}{\pi \cdot D_m \cdot d_h} \right)^2, \quad /4/$$

где ξ - гидродинамический фактор; \dot{V}_1 - объемный расход жидкости, протекающей через один зазор; ρ - плотность; D_m - средний диа-

метр катушки; d_h - гидродинамический диаметр каналов ($d_h = 2s$); s - ширина зазора.

Полученные на модели результаты показали, что ξ может аппроксимироваться эмпирической формулой

$$\xi = \frac{89100}{Re} = \frac{89100}{4 \dot{V}_1} \pi \cdot D_m \nu, \quad /5/$$

где Re - число Рейнольдса; ν - кинематическая вязкость.

С учетом режима "высасывания" жидкости из катушки /в котором давление масла на входе равно атмосферному /1/ давлению / = 0,1 МПа // на рис. 6 приведена зависимость давления P_A на выходе от потока \dot{V}_1 при разных температурах масла. Из выражения

$$v = \frac{2 \dot{V}_1}{\pi D_a s},$$

D_a - наружный диаметр катушки, можно получить важный для теплопередачи параметр скорости течения v /см. рис. 6/.

ТЕПЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ

По методике тепловой сетки /1/ определялся тепловой режим внутри катушки. Из схемы, приведенной на рис. 7а, видно, что теплопередача между проводником и маслом осуществляется с одной стороны через бандаж, а с другой стороны через бандаж и диски. Эти пути учтены на рис. 7б. Тепловая мощность P_K , переданная с проводника в масло за счет вынужденной конвекции, может быть найдена из выражения

$$P_K = \alpha_K \cdot O_K \cdot \Delta \theta, \quad /7/$$

где α_K - коэффициент теплопередачи; O_K - поверхность, через которую осуществляется теплопередача; $\Delta \theta$ - разница температур поверхности проводника и масла.

При ожидаемой скорости течения масла в каналах / $v < 1$ м/с, см. рис. 6/ поток является ламинарным. Коэффициент конвективной теплопередачи определяется по формуле

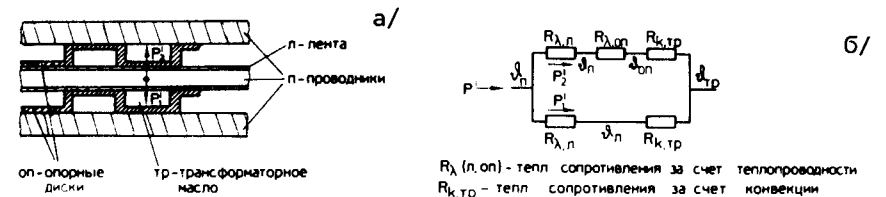


Рис.7. К расчету теплопередачи: а/ теплопередача внутри обмотки, б/ эквивалентная тепловая схема.

$$\alpha_K = 0,15 \frac{\lambda_M}{d_h} (Re_M Pr_M)^{0,88} (Gr_M Pr_M)^{0,1} \left(\frac{Pr_M}{Pr_0}\right)^{0,25} \quad /8/$$

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad /9/$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta d_h^3 (\theta_0 - \theta_M)}{\nu^2} \quad /10/$$

Здесь Pr_M, Pr_0 - число Прандтла для температуры масла или обмотки, Gr - число Грасгофа, β - коэффициент теплового расширения.

Полученные из /9/ величины ν, λ, β являются константами материала. С помощью выражений /8/ и /10/ и конструктивно выбранной высоты каналов $d_h=3$ мм получается зависимость коэффициента $\alpha_K=f(v)$ для разных температур масла /рис. 8/. Тепловые сопротивления R_{λ}, R_K определяются по /8/ из

$$R_{\lambda_{1,2}} = \frac{\Delta X_{1,2}}{\lambda_{1,2} \cdot O} \quad /11/$$

и

$$R_K = \frac{1}{\alpha_K \cdot O} \quad /12/$$

где O - поверхность, через которую осуществляется теплопередача в единице длины проводника; $\Delta X_{1,2}$ - толщина бандажа или диска; $\lambda_{1,2}$ - коэффициент теплопроводности.

Исходя из значений $O=0,69 \text{ см}^2$, $\Delta X_1=0,02 \text{ см}$, $\Delta X_2=0,1 \text{ см}$, $\lambda_1=0,15 \text{ Вт м}^{-1} \text{ К}^{-1}$, $\lambda_2=0,3 \text{ Вт м}^{-1} \text{ К}^{-1}$ и выражений /11/, /12/ получим:

$$R_{\lambda_1} = 22 \text{ Вт}^{-1} \cdot \text{К}, \quad R_{\lambda_2} = 48 \text{ Вт}^{-1} \cdot \text{К}.$$

Нагрев охлаждающей жидкости определяется по /10/ из

$$\Delta \theta_{\text{вх.вых.}} = \frac{P_v}{c \rho \dot{V}} \quad /13/$$

Используя значения $c=2,09 \text{ Вт} \cdot \text{с} \cdot \text{г}^{-1} \text{ К}^{-1}$; $\rho=0,84 \text{ г} \cdot \text{см}^{-3}$ и данные табл. 1/1/ можно получить зависимость температуры охлаждающей жидкости от объема протекающей жидкости \dot{V} и частоты повторения импульсов тока /рис. 9/. С ростом цикличности работы ускорителя линейно растет и температура $\theta_{\text{вых.}}$ на выходе для заданных величин и начальной температуры. С ростом f необходимо увеличивать \dot{V} . В этом случае α_K увеличивается и проводник охлаждается более интенсивно.

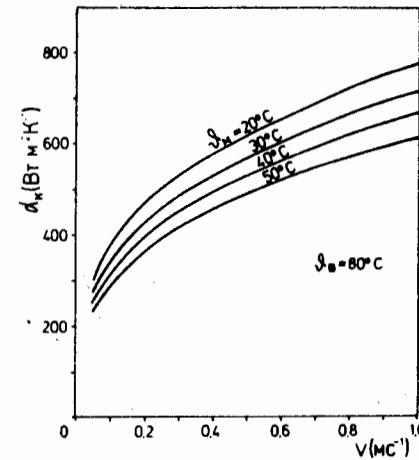


Рис.8. Коэффициент теплопередачи в зависимости от скорости потока и температуры масла.

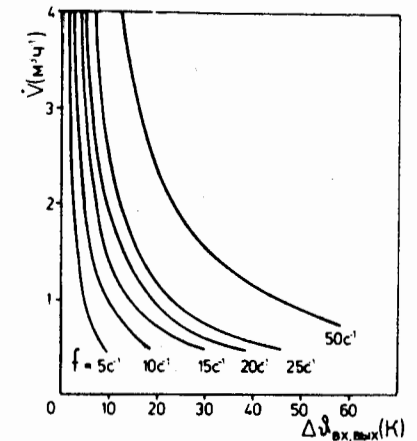


Рис.9. Объемный расход в зависимости от повышения температуры масла и цикличности.

На рис.10 приведена зависимость средней поверхностной температуры обмотки и средней температуры масла от \dot{V} для разной частоты повторения импульсов. Полученные результаты показывают, что до частот повторения $f \sim 25$ Гц и при объеме протекающей жидкости $V \geq 1,5 \text{ м}^3 \text{ ч}^{-1}$ предельная температура составляет не более $\theta_B = \theta_0 = 80^\circ \text{C}$. В этом случае необходимо обеспечить температуру на входе системы $\theta_{\text{МВХ}} = 20^\circ \text{C}$. Это можно сделать с помощью теплообменника. При переходе на $f=50$ Гц нужно увеличить скорость протока $\dot{V} > 7 \text{ м}^3 \text{ ч}^{-1}$ для того, чтобы предельная температура не превосходила предельно допустимую /см. рис. 10/.

ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ

Величина напряжения, прикладываемого к обмотке, может составлять $30 \text{ кВ}^{1/1}$. В рабочем режиме наибольшие градиенты потенциала ожидаются между началом и концом проводника внутри катушки и между соседними рядами обмотки. В первом случае изоляция представляет собой бандаж и масляный промежуток, во втором случае это граничный слой диск-масло /рис. 11а/. Для оценки выбранных размеров изоляционных промежутков можно исходить из того, что прочность масляного промежутка велика, что исключает возможность его пробоя. Однако необходима проверка прочности поверхности масло-диск. Для этой цели проведено испыта-

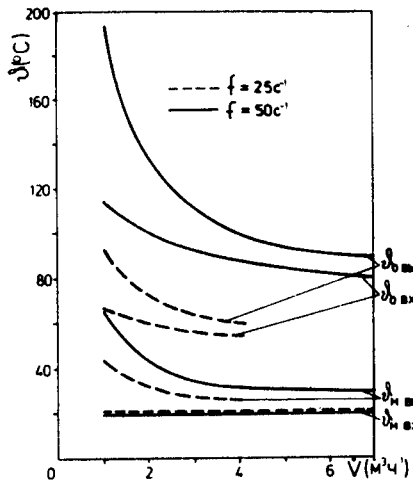


Рис.10. Температура обмотки и масла у входа и выхода охлаждающей среды в зависимости от объемного расхода.

ние модели изоляции обмотки при воздействии на нее постоянного напряжения /рис. 11 б,в/. По функции распределения пробивного напряжения, изображенной на рис. 11б, в, видно, что постоянное напряжение $U_{0,02} = 21$ кВ изоляция выдерживает. При переносе этого результата на реальную конструкцию необходимо учитывать ее большую протяженность.

С помощью так называемого закона увеличения /11/

$$P_i^{(N)} = 1 - (1 - P_i^{(1)})^N \quad /14/$$

где N - фактор увеличения, $P_i^{(1)}$ - квантиль функции распределения модельной изоляции, $P_i^{(N)}$ - квантиль функции при увеличении изоляции на величину N , получаем, что $U_{0,02}$ уменьшается до 12 кВ /в нашем случае $N \approx 50$ /. Учитывая, что из-за квазилинейного распределения напряжения по обмотке изоляция между рядами нагружается напряжением не более 6 кВ, можно ожидать, что межвиткового пробоя не произойдет. Катушки расположены в немагнитическом герметичном баке - стапеле. Между витками катушки и стенкой камеры адгезатора в рабочем режиме возникает разность потенциалов /см. рис. 11а/. Испытание стенки стапеля при постоянном напряжении показало, что средняя электрическая напряженность материала стенки составляет около 6 кВ/мм. В рабочем режиме величина этой напряженности составляет около 3 кВ/мм. Поэтому в рабочем режиме пробоя с катушки на камеру адгезатора не ожидается.

МЕХАНИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ СТАПЕЛЯ

Для обеспечения системы охлаждения был разработан новый стапель. Он выполнен из стеклотекстолита с полиуретаном. При работе адгезатора тонкие стенки стапеля воспринимают возникающие электромагнитные силы. Для проверки работоспособности стапеля необходимо знать как величину его перемещения, так и величину механической прочности. С помощью тензодатчиков была определена зависимость перемещения от статической нагрузки.

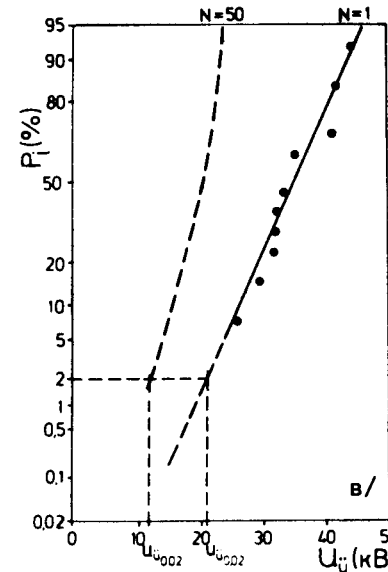
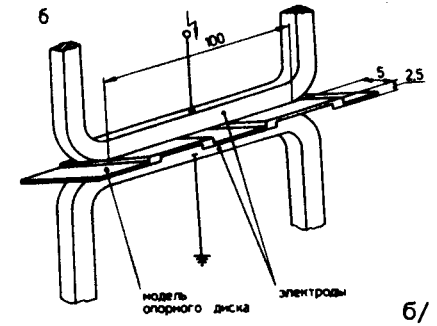
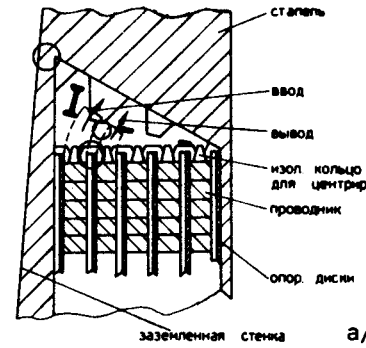


Рис.11. К исследованию электрической прочности: а/ места, которые рассматривались с точки зрения электрической прочности, б/ модель для исследования изоляции опорного диска, в/ вероятность пробоя в зависимости от пробивного напряжения.

Из рис.12 видно, что, как и ожидалось, перемещение растет линейно с повышением нагрузки, а также то, что предельное значение $x \approx 1$ мм было достигнуто при нагрузке $F \approx 13$ кН. Эти значения можно получить и с помощью расчета с учетом жесткого закрепления с одного края стапеля /см. рис. 12/. Из

рис.2. видно, что реально возникающая импульсная нагрузка лежит в пределах от 80 до 2,5 кН при частоте повторений $f = 50$ Гц и амплитуде тока в катушке $i \approx 5$ кА. Стапель механически надежен, если максимальное динамическое перемещение меньше предельно допустимого при статической нагрузке ≈ 1 мм/.

Для определения механической прочности реальной системы стапель-катушка была рассмотрена модель с пружинкой /рис. 13а/. Предполагая, что на массу m действует сила в виде

$$F(t) = \begin{cases} F_0 \sin^2 \omega t & \text{для } 0 \leq t \leq t_0, \\ 0 & \text{для } t \geq t_0, \end{cases} \quad /15/$$

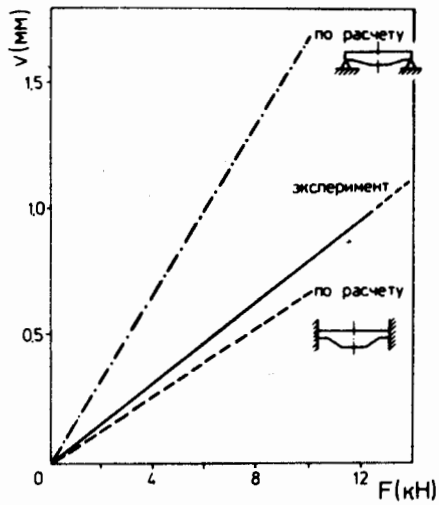
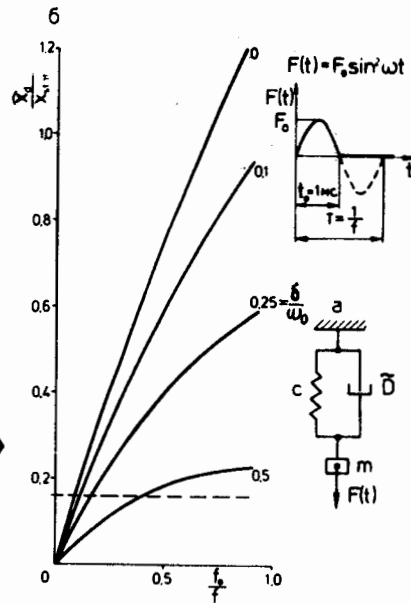


Рис.13. К исследованию динамической прочности: а/ модель для расчета, б/ относительное динамическое перемещение в зависимости от относительной собственной частоты и относительного демпфирования.

Рис.12. Деформация ступеля в зависимости от нагрузки.



динамическое перемещение x_d получим из уравнения

$$\ddot{x}_d + \tilde{D} \dot{x}_d + \omega_0^2 x_d = \frac{\omega_0^2}{c} F(t). \quad /16/$$

В интересующем нас диапазоне $t \geq t_0$

$$x_d(t) = \frac{F_0}{2c} \left\{ \frac{e^{-\delta t}}{D} \left[A(\cos \omega_e t - e^{\delta t_0} \cos \omega_e(t-t_0)) \right] \right.$$

где $-B(\sin \omega_e t - e^{\delta t_0} \sin \omega_e(t-t_0)) \left. \right\}$,

$$A = \left(\frac{2\omega}{\omega_e} \right)^2 \left[1 - 3 \left(\frac{\delta}{\omega_e} \right)^2 - \left(\frac{2\omega}{\omega_e} \right)^2 \right],$$

$$B = \left(\frac{\delta}{\omega_e} \right) \left(\frac{2\omega}{\omega_e} \right)^2 \left[\left(\frac{\delta}{\omega_e} \right)^2 - 3 + \left(\frac{2\omega}{\omega_e} \right)^2 \right].$$

$$D = \left[\left(\frac{\delta}{\omega_e} \right)^2 + \left(1 - \frac{2\omega}{\omega_e} \right)^2 \right] \left[\left(\frac{\delta}{\omega_e} \right)^2 + \left(1 + \frac{2\omega}{\omega_e} \right)^2 \right],$$

$$\omega_e = \omega_0 \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{\omega_e} \right)^2}, \quad \tilde{D} = 2\delta.$$

c - коэффициент жесткости, δ - коэффициент демпфирования,

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} - \text{собственная частота}, \quad \omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{\pi}{t_0}.$$

До сих пор рассматривалось статическое перемещение

$$x_{\text{stat}} = \frac{F_0}{c}.$$

/18/

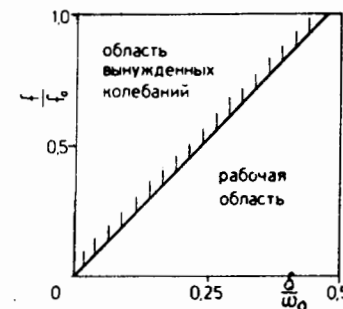
На рис. 13б приведена зависимость $\frac{\hat{x}_d}{x_{\text{stat}}}$ от значений параметров собственной частоты ω_0 и затухания \tilde{D} . Учитывая пропорциональность между силой и перемещением, можно оценить механическую нагрузку (x_d, \hat{F}_d) и сравнить ее с предельно допустимыми значениями (x, F). В данном случае $F/F_0 = 13$ кН, $x = 1$ мм/ для

$$\frac{\hat{x}_d}{x_{\text{stat}}} \Big|_{F=F_0} \leq \frac{x}{x_{\text{stat}}} \Big|_{F=F_0} = \frac{F}{F_0} = f(\omega_0, \tilde{D}) \quad /19/$$

можно получить предельное значение параметра $\frac{F}{F_0} = 0,16$, причем $F_0 = 80$ кН, $t_0 = 1$ мс, $f = 1/2t_0$.

На рис. 13 получается, что при $\delta/\omega_0 = 0,25$ предельное значение собственной частоты $f_0 = 85$ Гц.

Выше рассмотрено воздействие на систему катушка-стопель только одного импульса. Реально на систему действует серия импульсов. Если предположить, что воздействие предыдущего импульса закончено не полностью, то возможны вынужденные колебания и даже резонансные явления. На рис. 14 проведена кривая, показывающая границу предельно допустимых нагрузок. Так, например, в случае системы с параметрами $f_0 = 85$ Гц $\delta/\omega_0 = 0,25$. Частота повторения должна быть меньше 45 Гц, чтобы исключить вынужденные колебания.



В заключение можно сделать вывод о том, что с помощью простой модели можно получить важную информацию, которая характеризует диапазон надежной работы системы катушка-стопель. Для использования этих результатов при

Рис.14. Относительная собственная частота в зависимости от относительного демпфирования.

расчетах реальной конструкции необходимо экспериментальное определение параметров системы /собственной частоты и затухания/.

ТЕПЛОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ РАБОЧЕГО МАКЕТА

Для проведения тепловых испытаний был изготовлен рабочий макет системы катушка-стапель. Исходя из условия одинаковых тепловых потерь катушка записывалась эквивалентным постоянным током. Эквивалентный ток определяется по выражению

$$I_{\text{экв.}} = \hat{i} \sqrt{\frac{t_0 \cdot f}{2}},$$

где \hat{i}, t_0 - амплитуда и длительность токовых импульсов соответственно, f - частота повторения.

Измерения проводились с помощью 25 термпар. Для охлаждения катушки была создана система высасывания масла из катушки с помощью струйного насоса. Проток масла при этом составлял $\dot{V} = 2,3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Сравнение полученных результатов с расчетом по методу тепловой стенки проведено на рис. 15. Из рисунка видно хорошее совпадение результатов. Если обеспечить проток $\dot{V} = 2,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и допустить нагрев катушки до $\theta_0 = 80^\circ\text{C}$ при $\theta_{\text{вх.}} = 20^\circ\text{C}$, то комплекс катушка-стапель может применяться до частот повторения $25 \div 30 \text{ Гц}$. В этом случае постоянная теплопередача системы составляет около 45 с, т.е. после 2,25 мин от начала цикла система будет находиться в установившемся режиме. При кратковременном перегреве обмотки система может быть в аварийном режиме.

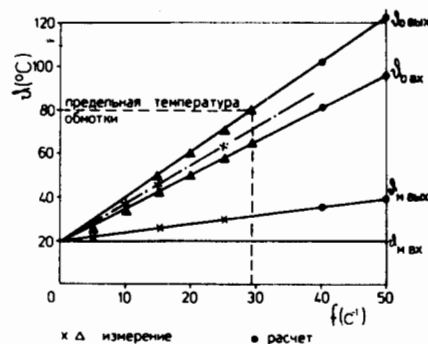


Рис.15. Сравнения расчетных и измерительных данных теплового режима охлаждения катушек III ступени /объемный расход масла $\dot{V} \approx 2,3 \text{ м}^3 \text{ ч}^{-1}$ /.

ВЫВОДЫ

С помощью модельных испытаний и теоретических оценок определялись механические тепловые и электрические параметры системы охлаждаемая катушка-стапель. Тепловые испытания полномасштабной модели показали хорошее совпадение результатов расчета

и эксперимента, из которых следует, что комплекс может применяться до частот повторения циклов $25 \div 30 \text{ Гц}$. Для обеспечения цикличности 50 Гц необходимо повысить эффективность системы охлаждения.

Авторы признательны В.С.Александрову, З.А.Тер-Мартirosяну, В.И.Мионову, В.Г.Новикову, В.С.Швецову и А.М.Хохлову за полезные дискуссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев Л.Н. и др. ОИЯИ, 9-80-577, Дубна, 1980.
2. Барабаш Л.С. и др. ОИЯИ, P9-7697, Дубна, 1974.
3. Gäbler J., Kleinschmidt J. Kurzschlusskräfte zwischen Stromwandlern. *Elektrie*, 1960, 14, S. 166-171.
4. Чунихин А.А. Электрические аппараты. "Энергия", М., 1975.
5. Холявский Г. Расчет электродинамических усилий в электрических аппаратах. "Энергия", Л., 1971.
6. Schlichting H. Grenzschichttheorie. Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1965.
7. Wiesner D. Die Messung der Wandschubspannung nach einem neuen Prinzip in der Laminaren und turbulenten Unterschicht. Diss. TU Dresden, 1968.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. "Энергия", М., 1973.
9. Tabellenbuch Physikalischer Größen. Atomverlag, М., 1968.
10. Böhme H., Keller W., Löbl H. Stromleitordnungen. In: Taschenbuch Elektrotechnik, Band 5, Verlag Technik, Berlin, 1980.
11. Mosch W., Hauschild W. Hochspannungsisolierungen mit Schwefelhexafluorid. Verlag Technik, Berlin, 1979.

Рукопись поступила в издательский отдел
16 октября 1981 года.