

В. П. ИВАНОВ, В. Т. ОГОРОДОВ

ВЫСОКОЧАСТОТНЫЙ ВОЗДУШНЫЙ ВИБРОСТЕНД

Принцип действия вибростенда КуАИ-ВВ-2А

Истекающая из сопла струя сжатого воздуха, направленная на объект эксперимента, модулируется вращающимся профилированным диском, в результате чего объект эксперимента находится под действием периодической силы (фиг. 1).

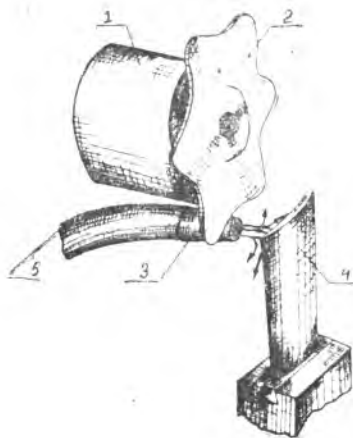
Ранее этот способ находил некоторое применение в вибрационных лабораториях для возбуждения резонансных колебаний в деталях типа лопаток.

Однако для проведения качественных резонансных испытаний он не мог быть использован, поскольку двигатели, применявшиеся для привода модулирующего диска, не обеспечивали необходимой стабильности частоты возбуждения.

Для стабилизации частоты возбуждения на вибростенде КуАИ-ВВ-2А применена специальная схема электропривода.

Эта схема включает в себя две системы — систему постоянного тока, служащую для привода во вращение модулирующего диска, и систему переменного тока, обеспечивающую стабилизацию числа оборотов его. Блок-схема вибростенда представлена на фиг. 2.

Вращение модулирующего диска осуществляется электродвигателем постоянного тока, который питается от источника с регу-



Фиг. 1. Принципиальная схема вибратора.

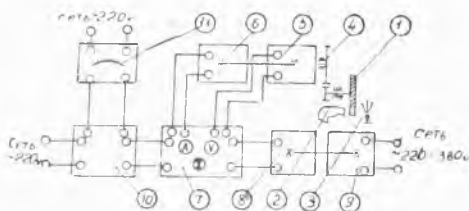
1 — привод; 2 — модулирующий диск;
3 — сопло; 4 — лопатка; 5 — шланг под-
вода сжатого воздуха.

лируемым напряжением. Вал двигателя постоянного тока жестко связан с валом синхронного двигателя переменного тока. Питание синхронного двигателя переменного тока осуществляется трансляционным усилителем (ТУ-5), сигнал на который подается от звукового генератора (ЗГ-10, ЗГ-2А и др.).

На фиг. 3 дана схема электропривода модулирующего диска.

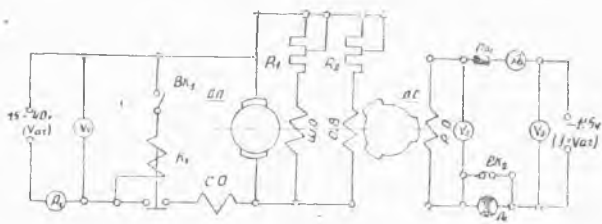
Пуск вибратора производится пуском двигателя постоянного тока посредством включения тумблера ВК₁. Выход на нужное число оборотов осуществляется изменением напряжения постоянного тока и с помощью реостата R_1 . После выхода на

число оборотов, близкое к необходимому при эксперименте, производится включение синхронного двигателя переменного тока. Предварительно необходимо согласовать напряжения, частоты и фазы переменных токов, индуцируемого в синхронном двигателе (работа-



Фиг. 2. Блок-схема вибраторостенда.

1 — модулирующий диск; 2 — воздушное сопло; 3 — исследуемый объект; 4 — мультипликатор; 5 — эл. двигатель постоянного тока; 6 — синхронный эл. двигатель переменного тока; 7 — пульт управления; 8 — генератор постоянного тока; 9 — электродвигатель переменного тока; 10 — трансляционный усилитель ТУ-5; 11 — задающий генератор.



Фиг. 3. Принципиальная схема электропривода.

ШО — шунтовая обмотка возбуждения двигателя постоянного тока; СО — серийная обмотка эл. двигателя постоянного тока; ДП — эл. двигатель постоянного тока; ДС — эл. двигатель синхронизирующий; СВ — обмотка возбуждения синхронизирующего эл. двигателя; РО — рабочая обмотка синхронизирующего эл. двигателя; РО — вольтметры согласования напряжений.

ющем в режиме генератора) и задаваемого звуковым генератором. Согласование частот осуществляется либо изменением числа оборотов двигателя постоянного тока, либо изменением частоты, задаваемой звуковым генератором. Согласование напряжений производится с помощью реостата R_2 и изменением раскочки на звуковом генераторе.

При совпадении частот, напряжений и антифазности переменных токов сигнальная лампа L_1 должна погаснуть. Это служит

сигналом для включения тумблера BK_2 , т. е. к вводу системы в режим синхронной работы.

Для лучшего согласования напряжений в схему введены вольтметры V_1 и V_2 . При хорошем согласовании после включения тумблера BK_2 сила тока в цепи переменного тока должна быть близка к нулю (усилитель практически не загружается). Для контроля качества согласования в цепь переменного тока включен амперметр A_2 . В случае необходимости изменения частоты возбуждения, после ввода системы в режим синхронной работы, изменение числа оборотов производится плавным изменением частоты звукового генератора, которое необходимо сопровождать согласованием режимов, осуществляя контроль по амперметру A_2^* .

Примененная схема электропривода обеспечивает высокую стабильность частоты возбуждения — такую, какую способен обеспечить звуковой генератор, что вполне достаточно для проведения любых видов резонансных испытаний.

Отметим также, что данная схема дает возможность осуществить параллельную синхронную работу нескольких вибраторов, а это существенно расширяет экспериментальные возможности.

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАТОРА

Проектирование вибратора было подчинено требованию получения возможно больших возбуждающих усилий на высоких частотах.

Частота возбуждения в герцах определяется из

$$f = \frac{Z \cdot n_{\text{м.д.}}}{60}, \quad (2,1)$$

где $n_{\text{м.д.}}$ — число оборотов в минуту модулирующего диска,
 Z — число профилированных выступов (отверстий) равномерно расположенных по окружности модулирующего диска.

Для получения возможно большей частоты возбуждения желательно увеличивать и число оборотов диска и число выступов на нем, но при этом должно выполняться очевидное условие

$$Z < \frac{\pi D_{\text{ср}}}{2d_{\text{с}}},$$

где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр модулирующего диска (диаметр, на котором расположена точка пересечения оси сопла с плоскостью диска);

$d_{\text{с}}$ — диаметр среза сопла.

Максимальное число прорезей при заданных $D_{\text{ср}}$ и $d_{\text{с}}$.

* При плохом согласовании режимов, а также при резком изменении частоты звукового генератора или резком изменении положения других органов регулирования, возможен выход системы из режима синхронной работы, что вызовет резкие возрастания силы тока в цепи переменного тока. Для защиты усилителя в цепи переменного тока установлен предохранитель Pr_1 .

$$Z_{\max} \approx \frac{\pi D_{\text{ср}}}{2d_c} \quad (2.2)$$

Подставив из (2. 2) Z_{\max} в (2.1) получим

$$f = \frac{n_{\text{м.д}}}{60} \frac{\pi D_{\text{ср}}}{2d_c} \quad (2.3)$$

или

$$f = \frac{U_{\text{ср}}}{2d_c},$$

где $U_{\text{ср}}$ — окружная скорость на среднем диаметре модулирующего диска.

Окружная скорость ограничена прочностью модулирующего диска, тогда

$$f_{\max} = \frac{U_{\text{ср. max}}}{2d_c}.$$

Величина возбуждающей силы пропорциональна квадрату диаметра среза сопла. Оценив $U_{\text{ср. max}}$ и ограничив верхний предел частот, т. е. выбрав f_{\max} найдем:

$$d_{\text{ср. max}} = \frac{U_{\text{ср. max}}}{2f_{\max}} \quad (2.4)$$

Мощность, необходимая на привод модулирующего диска, определяется мощностью трения его о воздух.

$$N \approx N_{\text{тр}} = \beta \cdot 10^{-6} \cdot \gamma_{\text{н}} U_{\text{ср}}^3 \cdot D_{\text{ср}}^2,$$

$N_{\text{тр}}$ — мощность трения диска о воздух;

β — коэффициент, зависящий от коэффициента трения диска о воздух и геометрии диска;

$\gamma_{\text{н}}$ — весовая плотность окружающего воздуха.

Для обеспечения надежной работы подшипников, на которых установлен вал модулирующего диска, диаметр диска желательно выбирать возможно большим. Тогда

$$D_{\text{ср}} \approx \sqrt{\frac{N_{\text{дв}} \cdot 10^6}{\beta \cdot \gamma_{\text{н}} \cdot U_{\text{ср. max}}^3}}, \quad (2.5)$$

где $N_{\text{дв}}$ — максимальная мощность приводного двигателя на максимальном числе оборотов в л. с.

Определив средний диаметр диска, найдем его максимальное число оборотов

$$n_{\text{м.д. max}} = \frac{60 \cdot U_{\text{ср. max}}}{\pi D_{\text{ср}}} \quad (2.6)$$

В данной модификации вибратора в качестве приводного двигателя использован серийный преобразователь представляющий со-

бой единый агрегат с двигателем постоянного тока и однофазным генератором переменного тока. Синхронный генератор преобразователя использован для работы в режиме синхронного двигателя.

Номинальное число оборотов преобразователя $n_{ном} = 8000$ об/мин. Однако, как показала проверка, надежная длительная работа агрегата обеспечивается до $n = 14000-15000$ об/мин при мощности, развиваемой двигателем постоянного тока $4 \frac{1}{4} - 5$ квт.

Исходными данными для выбора параметров являлись:

- 1) максимальная частота $f_{max} = 10500$ гц.,
- 2) максимальное число оборотов двигателя $n_{max} = 14000$ об/мин.,
- 3) максимальная мощность двигателя $N_{max} = 5,5$ л. с. (4 квт).
- 4) максимальная окружная скорость на среднем диаметре модулирующего диска $U_{ср. max} = 300$ м/сек.

По формулам (2,4), (2,5), (2,6) определены $d_c = d_{сmax} = 15$ мм, $D_{ср} \simeq 144$ мм и $n_{м.д. max} \simeq 40000$ об/мин. $\beta = 8,0$; $\gamma_n = 1,23$ кг/м³.

Для получения широкого диапазона частот возбуждения максимальная частота возбуждения должна достигаться на максимальном числе оборотов двигателя. Это определяет необходимое передаточное отношение от двигателя к валу модулирующего диска.

Число профилированных выступов на модулирующем диске может быть определено по формуле (2. 2).

$$Z = Z_{max} \approx 15.$$

Выбрано: $d_c = 14$ мм, $D_{ср} = 144$ мм, $n_{м.д. max} = 42000$ об/мин. $Z_{max} = 15$, $i = 3$.

ОРИЕНТИРОВОЧНАЯ ОЦЕНКА АМПЛИТУДЫ ВОЗБУЖДАЮЩЕЙ СИЛЫ, РАЗВИВАЕМОЙ ВИБРАТОРОМ

Главным фактором, определяющим амплитуду возбуждающей силы, является статическое усилие, развиваемое вибратором.

Статическое усилие — это реактивное усилие на сопле вибратора, развиваемое свободно истекающей струей. Численно оно равно усилию воздействия свободной струи на плоскую стенку, поставленную нормально к оси сопла.

В случае полного расширения в сопле (расчетное сопло Лаваля) статическое усилие при сверхкритическом перепаде давлений будет

$$P_{ст} = P_{ст. н} = \frac{G}{g} \cdot C_n,$$

где G — секундный расход воздуха:

C_n — скорость истечения.

При расширении до критического давления в суживающемся сопле

$$P_{ст} = P_{ст. к} = \frac{G}{g} C_k + F_c(p_k - p_n),$$

где C_k — критическая скорость;

p_k — критическое давление;

p_n — атмосферное давление;

F_c — площадь среза сопла.

Для воздуха, пренебрегая потерями при истечении, получим:

$$P_{ст. н} = 1,81 \cdot p_0 \cdot F_{кр} \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{\pi^{0,286}}};$$

$$P_{ст.к} = p_0 F_{кр} \left[1,268 - \frac{1}{\pi} \right],$$

где $P_{ст.н}$ и $P_{ст.к}$ — соответственно, статические усилия, кг (при полном расширении до критического давления);

P_0 — полное давление в воздушной магистрали, кг/см²;

$F_{кр}$ — площадь критического сечения, см² (для суживающегося сопла — площадь среза):

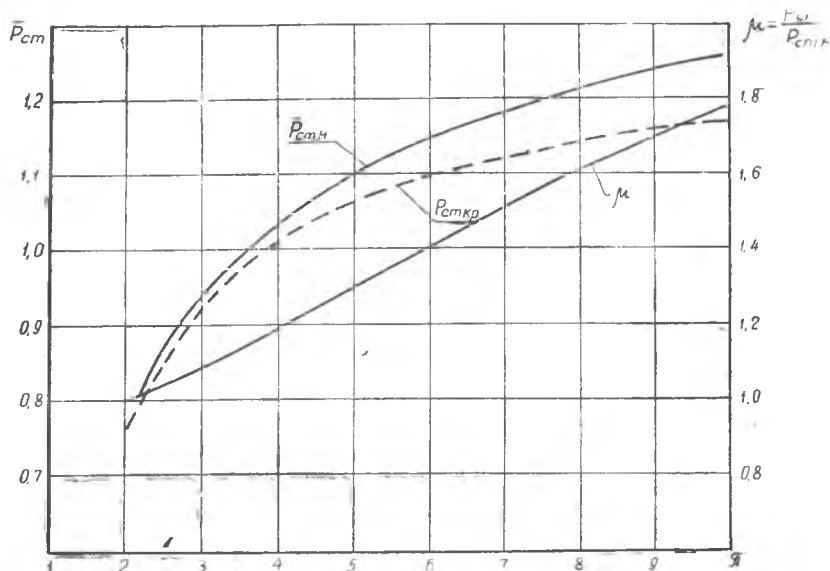
$\pi = \frac{P_0}{P_n}$ — перепад давлений.

Относительные статические усилия

$$\bar{P}_{ст.н} = \frac{P_{ст.н}}{P_0 \cdot F_{кр}} = 1,81 \sqrt{1 - \frac{1}{\pi^{0,286}}},$$

$$\bar{P}_{ст.к} = \frac{P_{ст.к}}{P_0 F_{кр}} = 1,268 - \frac{1}{\pi}.$$

На фиг. 4 представлены графики зависимости относительных



Фиг. 4. Зависимость относительного статического усилия от перепада давлений.

статических усилий от перепада давлений. Как видно, $\bar{P}_{ст. н}$ несколько превышает $\bar{P}_{ст. к}$. Однако, использование суживающегося сопла более предпочтительно, т. к. при заданной площади сечения, определяемой из условия выхода на максимальную частоту, статическое усилие будет большим (большой расход воздуха). Так, при полном давлении $p_0 = 7 \text{ кг/см}^2$, $p_n = 1,033 \text{ кг/см}^2$ и $d_c = 14 \text{ мм}$, $\bar{P}_{ст. н} = 1,18$, $\bar{P}_{ст. к} = 1,12$, а $P_{ст. н} = 7,9 \text{ кг}$ и $P_{ст. к} = 12 \text{ кг}$.

Амплитудно-гармонический состав пульсирующего усилия, воздействующего на объект эксперимента, также зависит от целого ряда факторов и в том числе от формы и ориентировки объекта эксперимента, от частотных характеристик воздухоподводящей системы, от формы выступов на модулирующем диске. Количественная оценка влияния этих факторов нами не производилась. Производя же грубую оценку амплитуды первой гармоники, можем ожидать, что

$$P_1 \approx \frac{P_{ст}}{2}.$$

СОПОСТАВЛЕНИЕ ВОЗДУШНОГО ВИБРАТОРА С ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИМ

Эффективность возбуждения резонансных колебаний на тех или иных формах зависит не только от того, насколько точно произведена настройка на резонансный режим и насколько велик уровень возбуждающих сил, а также и от того, как прикладываются эти силы к объекту.

При поступательно-кинематическом возбуждении, которое обычно реализуется в электродинамических вибраторах, возможность управления характером распределения возбуждающих сил практически отсутствует. Возбуждающая сила в этом случае представляет собой распределенную нагрузку, характер распределения которой заведомо определен геометрией самого объекта. Это, наряду с падением эффективности на высоких частотах, делает использование электродинамических вибраторов для возбуждения колебаний сложных форм мало перспективным, даже при существенном увеличении их мощности.

Так, у пластинок, имеющих две оси симметрии, $3/4$ из общего неограниченного числа форм колебаний просто ортогональны к поступательно-кинематическому возбуждению и на него отзываться не должны. Кроме того, даже когда формы колебаний и не ортогональны к поступательно-кинематическому возбуждению, эффективность возбуждения их существенно падает с увеличением номера формы.

Воздушный вибратор позволяет реализовать локальное приложение возбуждающего усилия в той точке объекта, где возбужде-

ние данной формы колебаний будет наиболее эффективным, т. е. в точке с максимальной амплитудой перемещений.

Сопоставим эффективность электродинамического и воздушно-го вибраторов на примере возбуждения резонансных колебаний балок постоянного сечения. Эффективность возбуждения резонансных колебаний данной формы будем оценивать по величине работы, подводимой за один цикл колебаний при заданной амплитуде.

Работа, вводимая за один цикл колебаний при поступательно-кинематическом возбуждении:

$$\Delta A_k = \pi \frac{\gamma}{g} a \omega^2 F_0 \int_0^l y_n(x) dx,$$

где γ — весовая плотность материала;

a — амплитуда поступательных перемещений подвижной системы электродинамического вибратора;

ω — частота возбуждения;

F_0 — площадь поперечного сечения балки;

$y(x)$ — n -ая форма колебаний балки;

l — длина балки.

Имея в виду, что вдали от резонанса подвижной системы вибратора

$$Q = \frac{G_n + G_6}{g} a \omega^2,$$

где Q — амплитуда силы, приложенной к звуковой катушке вибратора;

G_n — Вес подвижной системы вибратора, включая вес приспособлений для крепления объекта;

G_6 — вес балки,

найдем

$$\Delta A_k = \pi \frac{Q}{G + 1} \cdot y_{n\max} \int_0^1 \bar{y}_n(\xi) d\xi, \quad (4.1)$$

где $y_{n\max}$ — амплитуда перемещений в точке с максимальной амплитудой:

$\bar{y}_n = \frac{y_n(\xi)}{y_{n\max}}$ — относительная форма колебаний:

$\bar{G} = \frac{G_n}{G_6}$ — относительный вес подвижной системы;

$\xi = \frac{x}{l}$ — относительная координата.

Предполагая, что пульсирующее усилие, развиваемое воздушным вибратором, приложено в точке с максимальной амплитудой, определим работу, вводимую за один цикл колебаний на резонансе,

$$\Delta A_b = \pi P_1 y_{n\max}, \quad (4.2)$$

где P_1 — амплитуда первой гармоники пульсирующего усилия;
 $y_{n\max}$ — амплитуда точки, в которой приложено усилие. (Точка с максимальной амплитудой на данной форме).

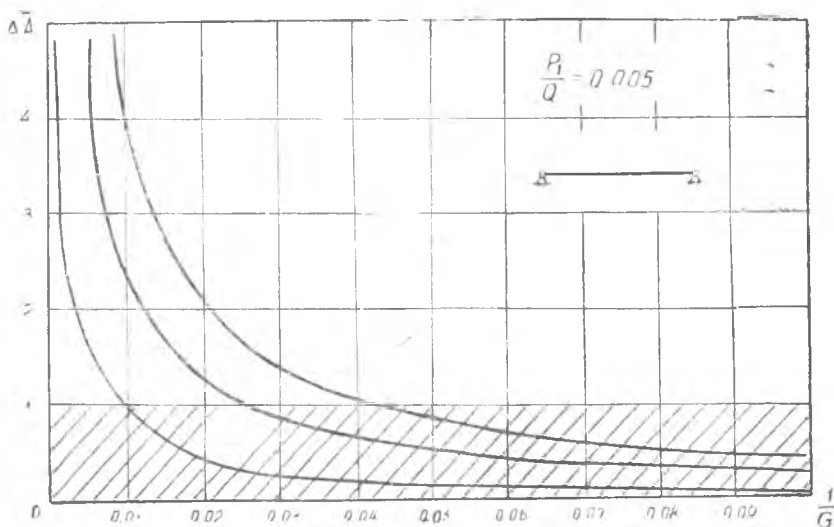
Отношение (4.2) и (4.1) при равенстве амплитуд $y_{n\max}$ определим как коэффициент возбудимости.

$$\Delta \bar{A}_n = \frac{\Delta A_b}{\Delta A_k} = \frac{P_1}{Q} (\bar{G} + 1) \frac{1}{\int_0^1 y_n(\xi) d\xi}. \quad (4.3)$$

Коэффициент возбудимости характеризует эффективность воздушного вибратора в сравнении с электродинамическими при возбуждении определенной формы колебаний. Если $\Delta A > 1,0$, то более эффективен воздушный вибратор, если $\Delta A < 1,0$, то электродинамический.

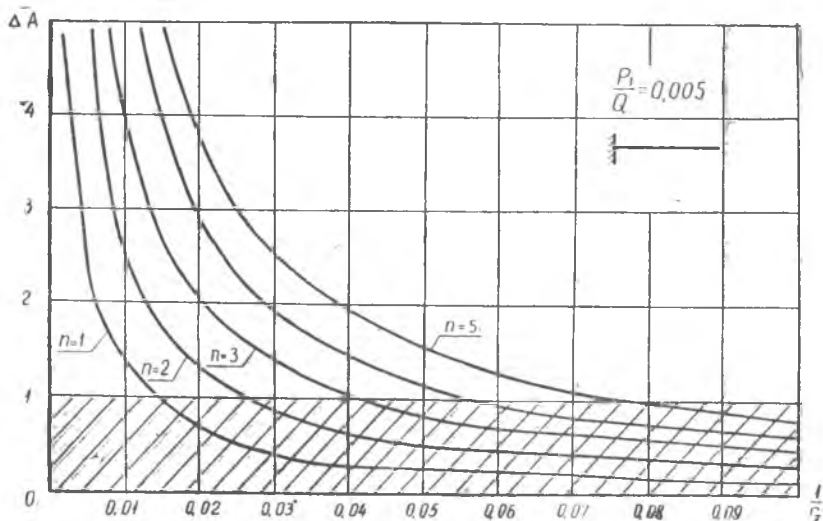
Для современных электродинамических вибраторов $Q \approx 1000$ кг. Для воздушного вибратора реальна амплитуда первой гармоники $P_1 \approx 5$ кг.

На фиг. 5 и фиг. 6 представлены зависимости коэффициента возбудимости на различных формах колебаний от относительного веса балки постоянного сечения ($\frac{1}{G}$) для двух вариантов ее закрепления при $\frac{P}{Q} = 0,005$. Как видно, воздушный вибратор наиболее перспективен при возбуждении форм колебаний с большим порядковым номером у балок малого веса. Так, при $G \approx 10$ кг



Фиг. 5. Зависимость коэффициента возбудимости от номера формы колебаний и от относительного веса консольной балки.

и весе консольной балки $G_3 = 0,1$ кг для достижения равного эффекта, при возбуждении 3-ей формы изгибных колебаний, усилие на звуковой катушке электродинамического вибратора следует довести до $Q \approx 4000$ кг.



Фиг. 6. Зависимость коэффициента возбуждмости от номера формы колебаний, от относительного веса опирающейся с двух сторон балки постоянного сечения.

Таким образом, воздушный вибратор может быть рекомендован как эффективное средство для возбуждения резонансных колебаний деталей типа лопаток на сложных формах, особенно если они имеют малые размеры и изготовлены из материала с низким удельным весом.

КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ВИБРОСТЕНДА КУАИ-ВВ-2А

Вибростенд включает в себя собственно вибратор, систему подачи воздуха, электросистему, пульт управления и соответствующие коммуникации. Блок-схема вибростенда представлена на фиг. 2.

Вибратор и объект эксперимента с крепежным приспособлением установлены и закреплены на общей горизонтальной плите, размещенной в звукоизолированном помещении.

Основными элементами вибратора (фиг. 7) являются: стойка вибратора 1, электродвигатель с силовым станком 2 и мультипликатор с модулирующим диском 3 и соплом 4.

В качестве двигателя, как упоминалось выше, использован преобразователь. Двигатель установлен и закреплен в силовом стакане. Предусмотрена возможность поворота статора двигателя относительно силового стакана, что позволяет управ-

лять сдвигом фаз возбуждения при синхронной работе с двумя и более вибраторами.

Привод модулирующего диска осуществляется от вала двигателя через муфту и укрепленный на силовом стакане мультипликатор. Подшипники и шестеренчатое зацепление мультипликатора смазывается принудительно.

В нижней части корпуса модулирующего диска установлено суживающееся воздушное сопло, срез которого отстоит от модулирующего диска на расстоянии $0,2 \div 0,3$ мм. Подача сжатого воздуха к соплу производится по гибкому шлангу.

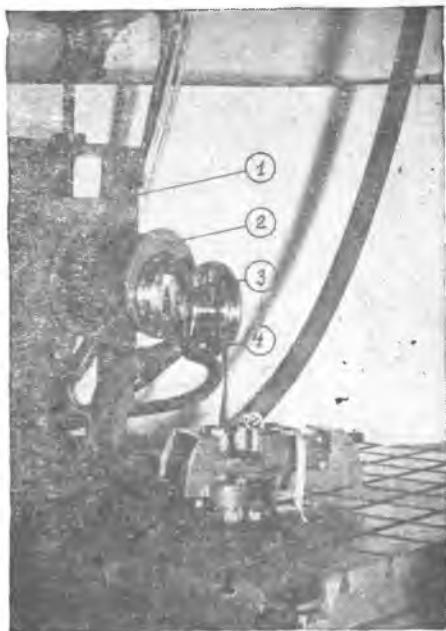
Необходимая взаимная ориентация объекта эксперимента и вибратора может быть достигнута вертикальным перемещением вибратора по стойке (с помощью ходового винта) и горизонтальным перемещением объекта эксперимента с зажимным приспособлением по крепежной плите.

Диапазон частот возбуждения от 300 до 10500 гц обеспечивается устойчивой и надежной работой двигателя в диапазоне чисел оборотов от 6000 до 14000 об/мин и комплектом сменных модулирующих дисков с различным числом профилированных выступов ($z = 1, 2, 3, 5, 10$ и 15).

Система подачи сжатого воздуха включает в себя: источник сжатого воздуха, ресивер, воздухопроводы, вентиль регулирования подачи и элементы, необходимые для контроля давления и расхода. Из помещения, где размещен вибратор, предусмотрен отвод отработавшего воздуха.

Система электропривода состоит из системы постоянного тока с регулируемым напряжением и системы переменного тока с регулируемой частотой и напряжением. Схема системы электропривода и описание ее приведены выше (§ 1, фиг. 3). Преобразователь, использованный в качестве двигателя, питается постоянным током от генератора, а переменным — от трансляционного усилителя и звукового генератора.

Управление вибратором осуществляется с пульта, размещенно-



Фиг. 7. Общий вид вибратора с лопаткой $\frac{3}{4}$ спереди.

го в отдельном помещении. Необходимые наблюдения ведутся через смотровое окно.

Ниже приведены основные технические данные вибростенда КуАИ-ВВ-2А (при полном давлении в воздушной магистрали $P_0 \approx 6,5$ кг/см² и диаметре среза суживающегося сопла $d_c \approx 14$ мм):

1. Статическое усилие $P_{ст} \approx 10$ кг.
2. Расход воздуха:
 - а) при свободном истечении — $G \approx 0,22$ кг/сек.;
 - б) при модуляции — $G \approx 0,11$ кг/сек.;
3. Диапазон частот (с комплектом сменных дисков) — 300—10500 гц.
4. Двигатель вибратора — преобразователь ПО-3000.
5. Габариты вибратора:
высота — 1100 мм,
длина — 700 мм,
ширина — 450 мм.
6. Вес вибратора — 140 кг.
7. Диапазон вертикальных перемещений вибратора — 300 мм.
8. Источник постоянного тока — генератор ГСР-9000.
Напряжение (регулируемое) — 15÷40 в,
мощность — 9 квт.
9. Источник переменного тока — звуковой генератор ЗГ-10 с трансляционным усилителем ТУ-5.
Напряжение на выходе из усилителя — 120÷160 в.

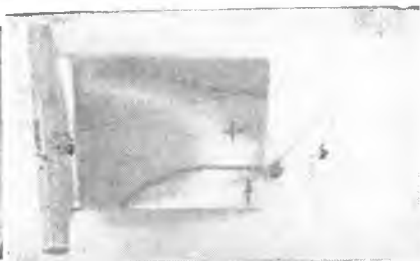
ВЫВОДЫ

Испытания вибростенда показали его высокую эффективность при возбуждении резонансных колебаний рабочих лопаток турбомашин как на низких, так и на высоких частотах (до 10000 гц). Критерием эффективности возбуждения являлось появление усталостных трещин на лопатках как на простейших, так и на сложных формах колебаний через 1÷4 минуты после выхода на резонансный режим.

В качестве примера на фиг. 8 и 9 приведены лопатки с усталостными трещинами, полученными с помощью вибратора. Здесь



Фиг. 8. Лопатка первой ступени компрессора двигателя $f=4900$ гц.



Фиг. 9. Лопатка девятой ступени компрессора изделия $f=9400$ гц.

же нанесены узловые линии форм колебаний, на которых проводилось испытание. Стрелкой указаны трещины, крестиком помечены точки пересечения оси струи с поверхностью лопаток.

Отметим, что для достижения эффекта необходимо правильно ориентировать объект эксперимента относительно струи. Не всегда этого удается достигнуть, располагая только рисунком узловых линий, соответствующих той форме колебаний, на которой намечается проведение испытаний. Поэтому приходится производить несколько перестановок объекта, останавливая вибратор. В связи с этим, желательно осуществить дистанционное управление взаимной ориентацией объекта эксперимента и вибратора, что позволило бы существенно сократить время настройки, а также управлять уровнем возбуждения, не прибегая к регулированию подачи воздуха. В настоящей модификации вибростенда это не предусмотрено.

Работа по проектированию и изготовлению вибростенда КуАИ-ВВ-2А проведена в лаборатории № 1 Куйбышевского авиационного института. Совместно с авторами в работе принимали участие инженеры: Сидоров П. А., Заботин В. Г., Колесников В. А., мастер Протасов Ю. Н. и др.
