

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ**

П. Т. МАЛЫЦЕВ, Ю. В. ГОРСТ

(Представлено научным семинаром кафедр прикладной и теоретической механики)

Развитие современного электромашиностроения характеризуется увеличением скоростей вращения роторов и уменьшением веса на единицу мощности изделия. В связи с этим увеличивается вероятность совпадения частот собственных колебаний отдельных элементов конструкции с частотами возмущающих сил, которые обуславливаются механическими и электромагнитными источниками при работе машины. Под действием возмущающих сил электрическая машина и ее отдельные элементы совершают сложные колебательные движения. На уровень вибрации при этом существенное влияние может оказать близкое совпадение частот собственных колебаний конструкции, ее отдельных узлов или элементов с частотами, содержащимися в спектре возмущения.

Вибрационные характеристики являются одним из основных показателей качества выпускаемых электрических машин. В случае изготовления электрических машин с неудовлетворительными вибрационными характеристиками, естественно, увеличиваются уровни структурного и воздушного шумов, излучаемых изделием, к которым, как правило, предъявляются высокие требования.

Определение частот собственных колебаний системы может быть произведено либо расчетным, либо экспериментальным путем. При проектировании электрической машины конструктор должен производить расчеты частот собственных колебаний конструкции и ее отдельных деталей. Для таких расчетов имеются некоторые рекомендации [1, 2, 3]. Однако аналитическое определение частот собственных колебаний с учетом всех присущих данной конструкции особенностей представляет значительные трудности. Следует иметь в виду, что для сложной конструкции, принимая ту или иную расчетную схему, отражающую с некоторым приближением истинную картину, можно получить результаты, существенно отличающиеся от экспериментальных данных. В ряде случаев при самом тщательном изготовлении электрической машины не удается получить удовлетворительные вибрационные характеристики. Поэтому опытные образцы подвергаются испытаниям и доводке. Для проведения испытаний и выявления причин повышенной вибрации изделия необходимо наметить соответствующую методику.

В настоящей работе исследованиям был подвергнут преобразователь (рис. 1). Номинальная скорость вращения якоря этого преобразователя

равна 15000 об/мин. Характерной особенностью исследуемого преобразователя является сложность его конструкции. Несмотря на очень тщательное изготовление, при испытаниях выпускаемых изделий наблюдается повышенная вибрация корпуса, преждевременный выход из строя подшипниковых узлов и у многих изделий повышенная потребляемая мощность по сравнению с номинальной.

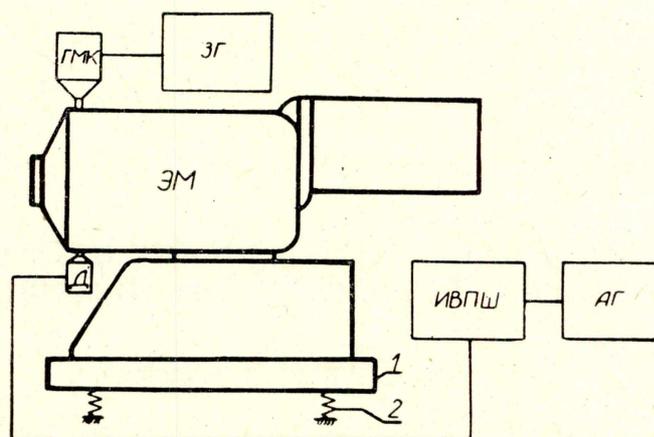


Рис. 1. Схема установки преобразователя для измерения вибраций. ЭМ — исследуемый преобразователь; 1 — платформа; 2 — амортизаторы; Д — пьезоэлектрический датчик; ИВПШ — измеритель вибраций; АГ — анализатор гармоник; ГМК — генератор механических колебаний; ЗГ — звуковой генератор.

При проведении работы были поставлены следующие задачи: уточнить методику измерения вибраций; выявить зависимость вибрации корпуса изделия на частоте вращения от неуравновешенности якоря; выявить резонансные зоны колебаний конструкции; дать рекомендации по изменению конструкции, направленные на повышение надежности работы преобразователя.

Известно, что способ установки и закрепления изделия существенно влияет на уровень его вибраций. Поэтому измерение вибрации при проведении опытов производилось при жестком закреплении изделия на платформе, установленной на мягкие амортизаторы; при установке изделия непосредственно на мягкие амортизаторы; при жестком закреплении преобразователя на плите, вес которой был в 80 раз больше веса преобразователя; при жестком закреплении корпуса преобразователя без подставки на амортизированной платформе. Вес платформы Q_n был выбран равным Q_m , $2Q_m$, $8Q_m$ (где Q_m — вес преобразователя).

Резонансные зоны частот вынужденных колебаний корпуса определялись путем измерения вибраций при различных числах оборотов якоря и при различных способах закрепления изделия, а также путем возбуждения колебаний конструкции в диапазоне частот от 50 до 10000 гц с помощью генератора механических колебаний (ГМК-1), питаемого переменным током от звукового генератора типа ЗГ-12М.

Уровень вибрации на частоте вращения можно рассчитать аналитически, и для большинства электрических машин расчетные данные совпадают с экспериментальными. Но у некоторых электрических машин в силу их конструктивных особенностей расчетные данные в значительной степени отличаются от результатов эксперимента. При допущении, что изделие представляет собой твердое тело и совершает колебания

как одно целое и что зазор в подшипниках отсутствует, уровень вибрации на частоте вращения в зависимости от неуравновешенности якоря может быть подсчитан [4, 5] по следующей формуле:

$$A = \rho\beta\varepsilon,$$

где A — амплитуда вибросмещения;

β — коэффициент динамичности;

ε — неуравновешенность якоря, выраженная через условное смещение центра тяжести масс якоря;

ρ — отношение массы якоря ко всей амортизированной массе.

Применяемый прибор ИВПШ показывает эффективное значение уровня вибрации по ускорению, поэтому расчетное эффективное значение уровня виброускорения определяется по формуле

$$L_f = 20 \lg \frac{a}{a_0} - 3,$$

где $a = A(2\pi f)^2$ — амплитудное значение виброускорителя на частоте вращения, $см/сек^2$;

$a_0 = 3 \cdot 10^{-2}$, $см/сек^2$ — постоянная величина, соответствующая нулевому уровню и принимаемая за начало отсчета; f — частота вращения якоря, $гц$.

Результаты расчетов приведены в табл. 1 и 2. При этом значение коэффициента динамичности β принято равным 1 [5], полагая, что исследуемая машина имеет нормальные динамические характеристики. В случае установки исследуемой машины во время экспериментов на амортизированную платформу или непосредственно на амортизаторы, последние обеспечивали частоту свободных колебаний системы не более 5—6 герц.

Таблица 1

Расчетные значения уровня вибрации корпуса в зависимости от неуравновешенности якоря при различных способах установки преобразователя

$\varepsilon, мк$	Установка на амортизированной платформе, $Q_{п}=Q_{м}, \rho=0,096$		Установка на амортизаторах без платформы, $\rho=0,2$		Изделие без подставки установлено на амортиз. платформе, $\rho=0,11$	
	$a, см/сек^2$	$L_{эф}, дб$	$a, см/сек^2$	$L_{эф}, дб$	$a, см/сек^2$	$L_{эф}, дб$
0,5	12	49	25	55,5	13,75	50
1	24	55	50	61,5	27,5	56,2
2	48	61	100	67,8	55	62,2
3	72	64,7	150	71	82,5	65,8
4	96	67,2	200	73,5	110	68,1
5	120	69,1	250	75,7	137,5	70
6	144	70,6	300	77	165	72
7	168	72	350	78,3	192,5	73,5
8	192	73,1	400	79,5	220	74,2
10	240	75,5	500	81,5	275	76,5
12	288	76,6	600	83	330	78
14	336	78	700	84,3	385	79,1
16	384	79,1	800	85,5	440	80,5

Таблица 2

Расчетные значения уровня вибрации корпуса в зависимости от неуравновешенности якоря при различных скоростях вращения преобразователя, $\mu = 0,096$

ε , МК	Скорость вращения, об/мин							
	10000 (167 гц)		12000 (200 гц)		13500 (225 гц)		16000 (267 гц)	
	a , см/сек ²	$L_{эф}$, дб	a , см/сек ²	$L_{эф}$, дб	a , см/сек ²	$L_{эф}$, дб	a , см/сек ²	$L_{эф}$, дб
4	42,8	60	61,6	64,3	74	65	108,8	68,2
8	83,6	66	123,2	70,4	148	71	217,6	75,3

Сравнение расчетных и экспериментальных данных позволяет дать некоторое суждение о вибрационных характеристиках изучаемой электрической машины.

В случае закрепления машины на амортизированной платформе, вес которой равен весу машины, опытные значения уровня вибрации корпуса при номинальной скорости на 17—20 дб выше расчетных, т. е. измеренные значения виброускорения в 7—10 раз выше расчетных (см. рис. 2).

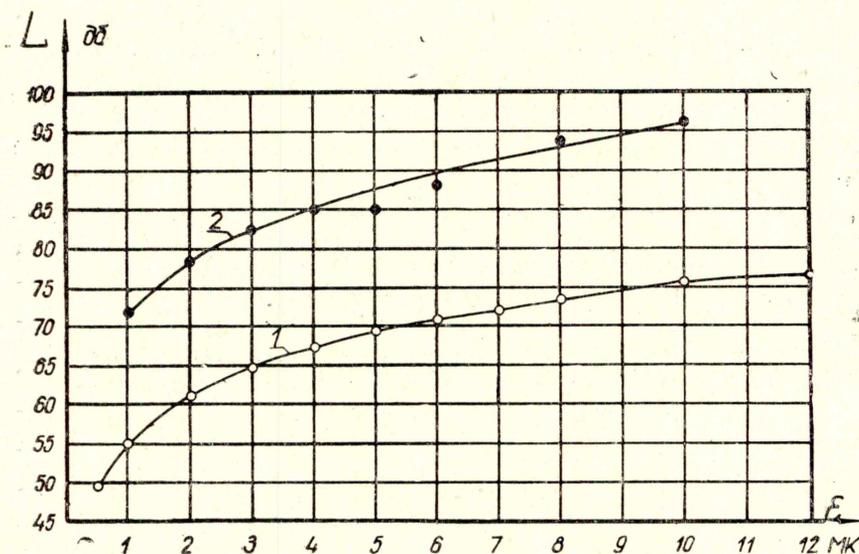


Рис. 2. Зависимость уровня вибрации от неуравновешенности якоря. 1 — расчетная, 2 — экспериментальная.

Исследование вибрации корпуса преобразователя, установленного на амортизаторы без платформы $\mu = 0,2$, $\varepsilon = 4$ МК, показало, что наибольшая энергия колебаний приходится на высокие частоты (рис. 3, кривая 1). Уровень вибрации на частоте вращения при этом значительно выше расчетного. Следует отметить, что с увеличением неуравновешенности якоря исследуемого преобразователя повышается уровень вибрации не только на частоте вращения, но и на более высоких частотах.

При закреплении машины на фундаментной плите весом $80Q_M$ частотный спектр вибрации (рис. 3, кривая 4) аналогичен спектру вибрации при установке преобразователя на амортизаторах без платформы (кривая 1), однако здесь уровень вибрации на частоте вращения выше, чем

при установке преобразователя на амортизаторах без платформы при той же неуравновешенности якоря.

Таким образом, опытами установлено, что при некоторой остаточной неуравновешенности, гораздо меньшей допустимого значения, имеет место значительное усиление колебаний.

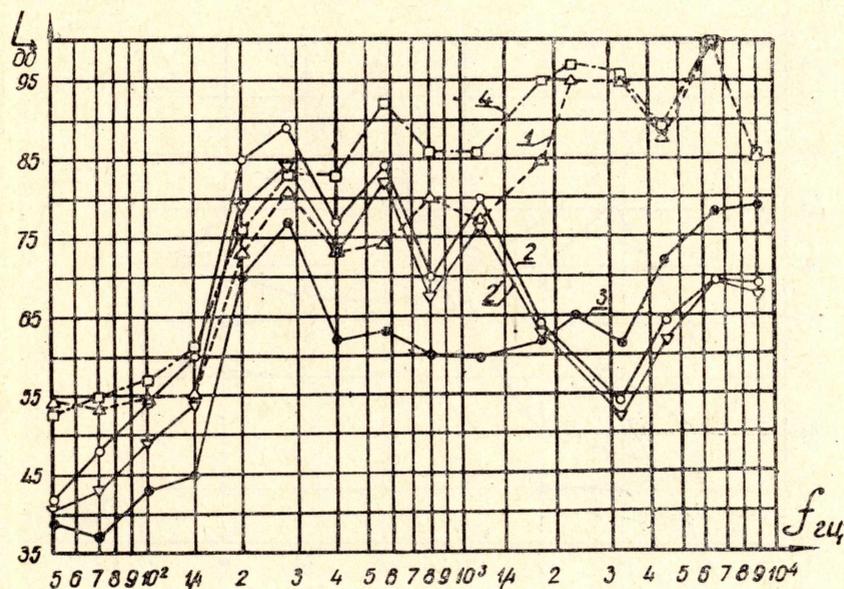


Рис. 3. Спектр вибраций при различных условиях установки преобразователя $\varepsilon = 4$ мк. 1 — на амортизаторах без платформы; 2 — на амортизированной платформе весом Q_M ; 2' — на амортизированной платформе весом Q_M при установленном клине; 3 — на амортизированной платформе весом Q_M , преобразователь без подставки; 4 — при жестком закреплении на фундаментальной плите весом $80Q_M$.

Установлено, что каждому весу платформы, на которой закреплялся преобразователь, соответствует определенная скорость вращения якоря, при которой наступает усиление колебаний и наблюдается повышенный уровень вибрации корпуса на частоте вращения (рис. 4).

В случае установки преобразователя на амортизаторы без платформы при изменении скорости вращения якоря в пределах от 10000 до 16500 об/мин (рис. 4, кривая 1) наблюдается более или менее плавное увеличение уровня вибрации корпуса на частоте вращения якоря. При этом уровень вибрации незначительно отличается от расчетного.

Таким образом, резонансные зоны колебаний преобразователя при установке его на платформу весом от Q_M до $80Q_M$ находятся в пределах от 255 ($n = 15300$ об/мин) до 180 гц ($n = 10800$ об/мин).

Измерения уровня вибрации корпуса преобразователя при возбуждении колебаний с помощью генератора механических колебаний (рис. 5) при различных условиях закрепления исследуемого изделия позволили выявить частоты собственных колебаний системы.

Как показали проведенные опыты, границы частот собственных колебаний системы находятся в пределах от 180 гц — при жестком закреплении преобразователя на фундаментной плите весом $80Q_M$ до 380 гц — при установке преобразователя на мягкие амортизаторы, обеспечивающие частоту свободных колебаний системы порядка 6 гц.

Анализ конструкции преобразователя и результатов проведенных опытов показывает, что причинами усиления колебаний исследуемого преобразователя является близкое совпадение частот собственных коле-

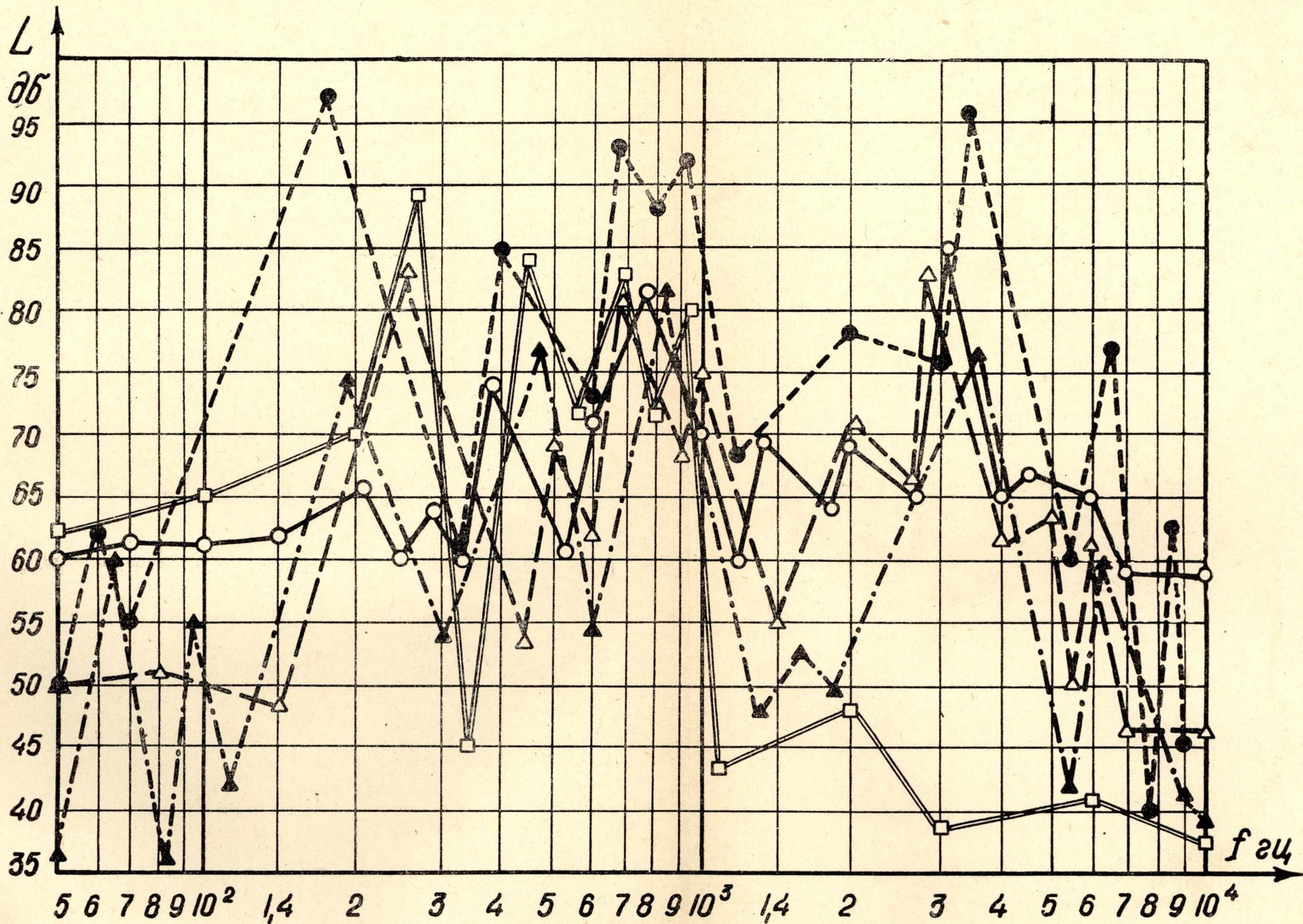


Рис. 5. Графики частот собственных колебаний конструкции при различных условиях установки преобразователя.
 ● — — — ● — жестко на фундаментной плите весом $80Q$ ▲ — — — ▲ — на платформе весом $8Q_M$; △ — — — △ — на платформе весом $2Q_M$;
 □ — — — □ — на платформе весом Q_M ; ○ — — — ○ — на амортизаторах без платформы.

баний элементов конструкции с частотой возмущающей силы, обусловленной остаточной неуравновешенностью якоря. Обращает на себя внимание наличие консольной части со стороны двигателя, узла прерывателя и подставки малой жесткости.

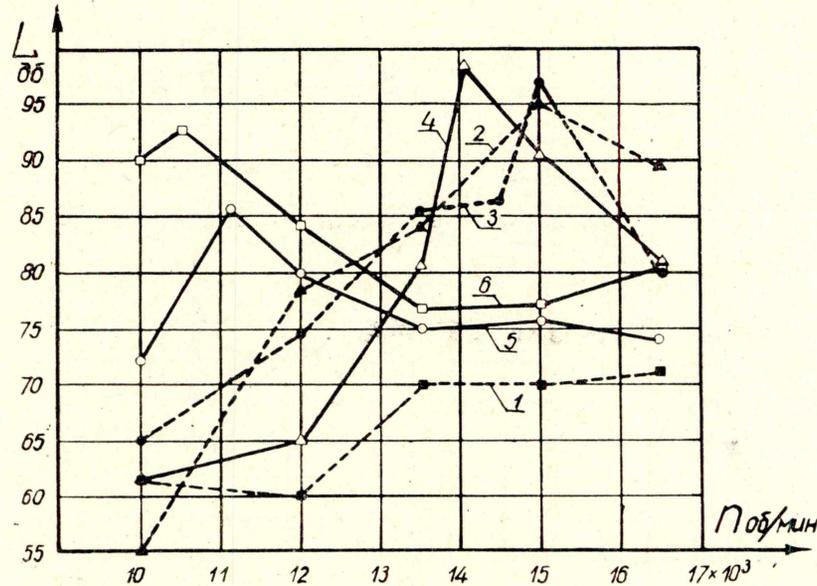


Рис. 4. Зависимость уровня вибрации корпуса от скорости вращения якоря при различных условиях установки преобразователя.

1 — на амортизаторах без платформы; 2 — на платформе весом Q_M ; 3 — на платформе весом $1,7 Q_M$; 4 — на платформе весом $2 Q_M$; 5 — на платформе весом $8 Q_M$; 6 — жестко на фундаментной плите весом $80 Q_M$.

Для выявления влияния консольной части со стороны двигателя на усиление колебаний был поставлен следующий опыт. Между подставкой и консольной частью закладывался клин и производилось измерение уровня вибрации. При установке клина создавалась дополнительная опора, и тем самым увеличивалась жесткость системы. Результаты этих опытов (рис. 3, кривая 2) показывают, что для случая установки преобразователя на платформе весом Q_M уровень вибрации снижается на 5—6 дБ по сравнению с уровнем вибрации без установки клина (рис. 3, кривая 2). Абсолютное значение виброускорения при этом снижается в 1,8 раза.

Уровень вибрации на частоте вращения якоря преобразователя, закрепленного без подставки на амортизированной платформе весом Q_M (рис. 3, кривая 3), оказался на 12—13 дБ ниже, чем уровень вибрации при наличии подставки (рис. 3, кривая 2). Абсолютное значение виброускорения при этом уменьшилось примерно в 4 раза. Но даже и в этом случае установка клина под консольную часть преобразователя дает снижение уровня вибрации на частоте вращения на 3—4 дБ. Эти опыты показывают, что наличие подставки в совокупности с консольной частью является одной из причин усиления колебаний корпуса исследуемого преобразователя.

В результате приближенного расчета низшей частоты собственных колебаний консольной части, проведенного по схеме, предложенной Б. Б. Воронцовым [3], была определена частота 465 гц. Однако, как видно из опытов при различных условиях закрепления преобразователя, частота собственных колебаний системы оказалась значительно ниже расчет-

ной. Поэтому расчет частот собственных колебаний элементов электрической машины без учета условий ее закрепления может привести к ошибочным выводам о том, что частоты собственных колебаний элементов системы не будут совпадать с частотами вынужденных колебаний и что, таким образом, будут исключены резонансные явления при эксплуатации машины.

В результате произведенных исследований были сделаны следующие выводы.

При установке преобразователя на платформе весом от Q_m до $80Q_m$ абсолютное значение виброускорения корпуса под действием неуравновешенности якоря в 7—10 раз превышает расчетное значение.

Основной причиной усиленных колебаний корпуса преобразователя является недостаточная жесткость конструкции, наличие консоли со стороны двигателя, узла прерывателя и недостаточная жесткость подставки.

В случае установки преобразователя на основании весом от Q_m до $80Q_m$ одна из частот собственных колебаний системы лежит в пределах от 0,76 до 1,1 от частоты возмущающей силы, обусловленной неуравновешенностью якоря при номинальной скорости вращения.

В результате проведенной работы намечена методика исследований, которая может быть положена в основу при доводке создаваемых или модернизируемых электрических машин с целью достижения удовлетворительных вибрационных характеристик.

С целью устранения резонансных явлений на низких частотах и получения удовлетворительных вибрационных характеристик исследованного преобразователя при работе рекомендуются следующие изменения конструкции:

а) выполнить конструкцию корпуса так, чтобы была устранена консольная часть на стороне двигателя;

б) подставку преобразователя выполнить более жесткой или, если позволяют условия монтажа на месте эксплуатации, вынести ее и объединить в один блок с регулятором частоты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л., Лихарев К. К., Макушин В. М., Малинин Н. Н., Феодосьев В. И. Расчет на прочность в машиностроении. т. III, Машгиз, 1959.

2. Крюков К. А. Влияние конструкционных параметров на критические скорости системы ротор — корпус — подвеска авиационного ГДТ. Труды МАИ, вып. 136, Оборонгиз, 1961.

3. Воронежский Б. Б. О частотах собственных колебаний некоторых узлов авиационных электрических машин. Труды МАИ, вып. 110, Оборонгиз, 1951.

4. Крючков Ю. С. Вибрации судовых механизмов под действием дисбаланса ротора, Труды ЦНИИ им. академика А. Н. Крылова, Судпромгиз, 1959.

5. Мальцев П. Т. Метод проверки качества балансировки роторов в собранных электрических машинах. «Известия ТПИ», т. 117, 1963.