ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXXIV, № 3, 1981 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Г. Г. ШЕКЯН, Г. Н. КОШКАРЯН

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ЖЕСТКОСТЕЙ УПРУГИХ ОПОР ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Основным источником возмущений, вызывающих вибрацию машины в целом, является вращающийся ротор. Для снижения этой вибрации, в первую очередь, необходимо снизить амплитуду возмущающих сил. Эту задачу можно решить путем местной локализации источника вибрации от основания, установив ротор на упругих опорах.

Выбор жесткостей упругих элементов для высокоскоростных машин обычно производится на основании расчета, включающего определение резонансных частот системы, и согласно классической теории, чем меньше жесткость упругих элементов, тем лучше выявляется эффект виброзащиты в широком диапазоне частот. В высокоскоростных синхронных электрических машинах наличие односторонних электромагнитных сил тяготения, выявляющих себя как отрицательную жесткость, ограничивают уменьшение жесткости упругих опор [1]. Начиная с некоторого значения жесткости упругих элементов, когда отрицательная жесткость электромагнитного поля по абсолютной величине становится больше жесткости упругих опор, ротор становится неустойчивым, происходит полная просадка упругих элементов и под действием вращающей составляющей электромагнитной силы он начинает прецессировать вокруг оси вращения.

Это обстоятельство заставляет найти оптимальную жесткость упругих элементов, при которой эффект виброизоляции максимален.

Рассмотрим несимметричные колебания ротора на упругих опорах в амортизированном корпусе (рис. 1). Если принять ротор как абсолютно жесткое тело и пренебречь демпфированием в материале ротора, корпуса и опор, а смещение считать достаточно малым, дифференциальное уравнение движения системы можно описать уравнениями:

$$\begin{cases} m_1\ddot{z}_1 + (C_1 + C_2 - 0{,}5C_м)(z_2 - z_1) = m_1 \cdot e\omega^2 \sin\omega t; \\ m_2\ddot{z}_2 + C_3 z_2 - (C_1 + C_2 - {}^1\!/_2 C_м)(z_2 - z_1) = 0; \\ J_{ур}\ddot{\varphi}_1 + (\varphi_1 - \varphi_2)\left[a_1^2(C_1 - C_м) + b_1^2(C_2 - C_м)\right] = \\ \qquad = m_1 e(a_1 + b_1)\omega^2 \sin\omega t; \\ J_{ус}\ddot{\varphi}_2 + \varphi_2 C_3(a_2^2 + b_2^2) - (\varphi_1 - \varphi_2)\left[a_1^2(C_1 - C_м) + b_1^2(C_2 - C_м)\right] = 0, \end{cases} \tag{1}$$

где z_1, z_2 — комплексные перемещения ротора и статора; C_1, C_2, C_3 — жесткости опор и амортизаторов; $C_м$ — отрицательная жесткость магнитного поля [1]; m_1, m_2 — масса ротора и статора; e — эксцентриситет ротора; φ_1, φ_2 — комплексные углы поворота ротора и статора вокруг оси y; J_{yp}, J_{yc} — моменты инерции ротора и статора; a_1, b_1 — расстояния центра тяжести ротора до опор; a_2, b_2 — расстояния центра тяжести статора от амортизаторов.

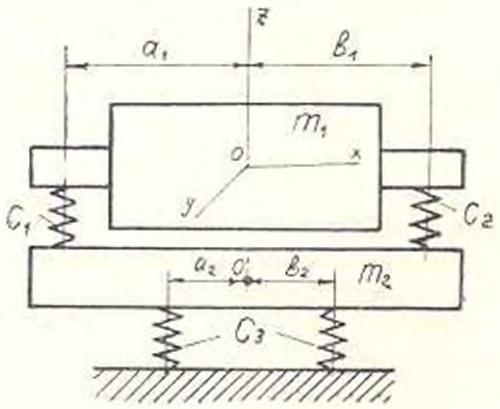

Рис. 1. Колебание жесткого ротора на упругих опорах и амортизированном корпусе.

Первые два уравнения системы (1) независимы от остальных, поэтому частные решения последних представим:

$$\bar{z}_1 = \bar{A}_1 e^{i\omega t}; \qquad \bar{z}_2 = \bar{A}_2 e^{i\omega t}. \tag{2}$$

После подстановки (2) в (1) получим амплитуды колебаний масс m_1 и m_2:

$$A_1 = \frac{m_1 e\omega^2 \left| \frac{1}{C_3} - \frac{1}{(C_1 + C_2 - 0{,}5C_м)} - \frac{\gamma_2^2}{(C_1 + C_2 - 0{,}5C_м)} \right|}{(\gamma_1^2 - 1)(\gamma_2^2 - 1) - \gamma_0^2}; \tag{3}$$

$$A_2 = \frac{me\omega^2}{C_3 \left| (\gamma_1^2 - 1)(\gamma_2^2 - 1) - \gamma_0^2 \right|}, \tag{4}$$

а собственные частоты ротора и статора вдоль оси z —

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{(n_0^2 n_1^2 + n_0^2 n_2^2 + n_1^2 n_2^2) - \sqrt{(n_0^2 n_1^2 + n_0^2 n_2^2 + n_1^2 n_2^2) - 4n_0^4 n_1^2 n_2^2}}{2n_0^2}}; \tag{5}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{(n_0^2 n_1^2 + n_0^2 n_2^2 + n_1^2 n_2^2) + \sqrt{(n_0^2 n_1^2 + n_0^2 n_2^2 + n_1^2 n_2^2) - 4n_0^4 n_1^2 n_2^2}}{2n_0^2}}. \tag{6}$$

где

$$n_1^2 = \frac{C_1 + C_2 - 0{,}5C_м}{m_1}; \qquad n_2^2 = \frac{C_3}{m_2}; \qquad n_3^2 = \frac{C_3}{m_1};$$

$$\gamma_0 = \frac{\omega}{n_0}; \qquad \gamma_1 = \frac{\omega}{n_1}; \qquad \gamma_2 = \frac{\omega}{n_2}.$$

Частные решения двух остальных уравнений системы (1) ищем в виде:

$$\bar{\vartheta}_1 = \bar{\theta}_1 \cdot e^{i\omega t}; \qquad \bar{\vartheta}_2 = \bar{\theta}_2 \cdot e^{i\omega t}. \tag{7}$$

Подставив (7) в (1) и решив ее, получим амплитуды угловых колебаний масс m_1, m_2 вокруг оси y:

$$\vartheta_2 = \frac{A}{B}, \tag{8}$$

где

$$A = m_1 e l \omega^2 \left| \frac{1}{C_3(a_2^2 + b_2^2)} + \frac{1}{a_1^2(C_1 - C_м) + b_1^2(C_2 - C_м)} - \right.$$

$$\left. - \frac{\lambda_2^2}{a_1^2(C_1 - C_м) + b_1^2(C_2 - C_м)} \right|;$$

$$B = (\lambda_1^2 - 1)(\lambda_2^2 - 1) - \lambda_0^2;$$

$$\vartheta_2 = \frac{m_1 e l \omega^2}{C_3(a_2^2 + b_2^2)\left[(\lambda_1^2 - 1)(\lambda_2^2 - 1) - \lambda_0^2\right]}, \tag{9}$$

а собственные частоты ротора и статора будут:

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{K_0^2K_1^2 + K_0^2K_2^2 + K_1^2K_2^2 - \sqrt{K_0^2K_1^2 + K_0^2K_2^2 + K_1^2K_2^2 - 4K_0^4K_1^2K_2^2}}{2K_0^2}}; \tag{10}$$

$$\omega_4 = \sqrt{\frac{K_0^2K_1^2 + K_0^2K_2^2 + K_1^2K_2^2 + \sqrt{K_0^2K_1^2 + K_0^2K_2^2 + K_1^2K_2^2 - 4K_0^4K_1^2K_2^2}}{2K_0^2}}. \tag{11}$$

где

$$K_1^2 = \frac{a_1^2(C_1 - C_м) + b_1^2(C_2 - C_м)}{J_{ур}}; \qquad K_2^2 = \frac{C_3(a_2^2 + b_2^2)}{J_{ус}};$$

$$K_0^2 = \frac{C_3(a_2^2 + b_2^2)}{J_{ур}}; \qquad \lambda_0 = \frac{\omega}{K_0}; \qquad \lambda_1 = \frac{\omega}{K_1}; \qquad \lambda_2 = \frac{\omega}{K_2}.$$

Граничная частота, выше которой начинается зона эффективной виброизоляции ротора от корпуса [2], определится из выражения

$$\omega_г \leq \sqrt{K_1^2 + K_2^2 + \frac{K_1^2 \cdot K_2^2}{K_0^2}}. \tag{12}$$

Для высокоскоростных синхронных машин мощностью до 100 *кВт* и частотой вращения до 8000 *об/мин* обеспечение условия (12) невозможно, особенно для машин с длинными роторами, где критические скорости ω_2 и ω_4 очень далеки друг от друга ($\omega_4 > 1{,}3\omega_2$). В этом случае уменьшением суммарной жесткости упругих элементов опоры можно добиться обеспечения условия (12), однако если она становится меньше, чем абсолютное значение отрицательной жесткости магнитного поля, ротор становится неустойчивым. На самом деле, при наличии магнитных сил, если $|C_м| > C_1 + C_2$ граничной частоты, выше которой происходит эффективная виброизоляция ротора от корпуса, не существует. Это очевидно, если исключить амортизаторы ($C_1 = 0$) и жестко закрепить машину на основании. Тогда граничная частота будет

$$\omega_г \leqslant 1{,}41 \sqrt{\frac{a_1^2(C_1 - C_м) + b_1^2(C_2 - C_м)}{J_{уп}}}. \qquad (13)$$

Из выражения (13) видно, что при $|C_м| > C_1 + C_2$ $\omega_г$ получится мнимой, т. е. не существующей. Если же ротор машины достаточно короткий и частоты ω_2, ω_4 близки ($\omega_4 \leqslant 1{,}3\omega_2$), то можно удовлетворить условие (12), уменьшив суммарную жесткость упругих элементов опор, но не меньше, чем $C_м$.

Амплитудно-частотные характеристики корпуса машины, построенные по формулам (4), (9) для синхронного генератора С-75М2 (рис. 2),

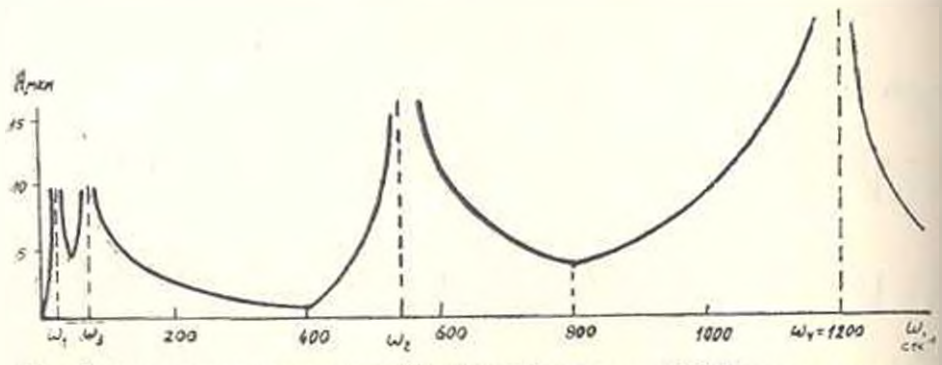

Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики машины С-75М2 (ротор на упругих опорах).

показывают, что при невозможности расположения собственных частот ω_1, ω_2, ω_3 и ω_4 ниже рабочей скорости вращения, жесткости упругих опор должны быть подобраны так, чтобы рабочая скорость расположилась между критическими скоростями ω_2 и ω_4, поскольку снижение ω_4 и обеспечение условия (12) приведет к тому, что $C_1 + C_2$ становится меньше, чем $C_м$. Следовательно, необходимо найти такие значения жесткостей упругих элементов опоры, при которых в диапазоне частот $\omega_2 \div \omega_4$ суммарная амплитуда колебания была бы минимальной, т. е. $A_z + a \cdot \theta_z = \min$, где $a \cdot \theta_z$ — перемещение одного из подшипниковых щитов вдоль оси z от угловых колебаний.

На основании полученных теоретических результатов были проведены экспериментальные исследования динамики синхронных генераторов С-75М2, С-75, С-130 и двигателя МС-20 с роторами на упругих опорах различной жесткости. В табл. 1 приведены исходные данные указанных машин и упругих опор. Результаты расчетов и измерений критических скоростей и амплитуд вибрации на подшипниковых щитах испытуемых машин приведены в табл. 2. Как видно из этой таблицы, для генератора С-75 оптимальной жесткостью упругих элементов является $0{,}9 \cdot 10^7$ *Н/м*, для С-75М2 — 10^7 *Н/м*, для С-130 — $1{,}3 \cdot 10^7$ *Н/м*, а для МС-90 жесткость опор можно снизить до значения 1,2—1,3 жесткости магнитного поля. При этих значениях жесткостей упругих элементов опор были зафиксированы лучшие результаты.

Таблица 1

Параметр		Тип машины			
		С-75	С-75М2	С-130	МС-90
Частота вращения ротора, *об/мин*		8000	8000	8000	8000
Расстояние между опорами, *м*		0,566	0,45	0,48	0,42
Расстояние опоры от центра тяжести ротора, *м*	левой	0,244	0,24	0,247	0,244
	правой	0,322	0,21	0,233	0,176
Расстояние между амортизаторами в осевом направлении, *м*		0,12	0,12	0,12	0,12
Расстояние левого и правого амортизаторов от центра тяжести машины, *м*		0,06	0,06	0,06	0,06
Условная жесткость магнитного поля, *Н/м*		$1{,}38 \cdot 10^7$			

Таблица 2

Тип машины	Жесткость опоры, 10^7 *Н/м*		Критические скорости, *рад/с*								Амплитуда вибрации щита, *мкм*			
			ω_2		ω_3		ω_3		ω_4		левого		правого	
	левой	правой	расч.	эксп.	расч.	эксп.	расч.	эксп.	расч.	эксп.	расч.	эксп.	расч.	эксп.
С-75	0,92	0,8	66	68	425	426	20	19	1400	1430	1,4	1,5	1,45	1,6
	0,78	0,56	65	60	410	420	19	19	1200	1360	8,0	8,2	9,3	10
	0,52	0,46	64	65	300	350	18	19	1000	920	14,7	15,1	15,8	17
С-75М2	1,1	0,9	60	61	570	560	19	20	1300	1310	1,22	1,3	1,31	1,5
	0,88	0,96	60	62	550	520	18	20	1210	1190	2,65	2,8	2,78	3,1
	0,82	1,1	60	62	405	410	19	20	908	930	3,3	3,5	3,41	3,6
С-130	1,2	1,25	45	51	570	580	25	23	1300	1260	1,65	1,8	1,78	2
	1,1	1,07	44	51	560	550	22	19	1220	1230	1,95	2,1	2,69	3
	0,5	0,8	44	50	406	430	20	19	900	870	41	40	49,9	51
МС-90	0,8	0,7	66	60	380	350	20	20	600	580	7,3	7,6	6,79	7
	0,6	0,45	65	60	340	320	19	20	540	520	3,4	3,5	3,81	4
	0,5	0,26	65	60	270	250	19	20	425	470	1,05	1,2	0,98	1,2

Выводы

1. При установке роторов высокоскоростных электрических машин на упругих опорах их суммарная жесткость должна быть в 1.2—1.3 раза больше, чем условная отрицательная жесткость магнитного поля.

2. Для машин с частотой вращения 8000 *об/мин* при отношениях $\omega_4/\omega_2 \geqslant 2{,}1$ эффективная виброзащита наступает при распределении рабочей скорости между второй и четвертой критическими скоростями.

3. Оптимальная жесткость упругих элементов опоры должна быть выбрана из условия минимизации суммарной амплитуды колебания корпуса машины в каждом конкретном случае, исходя из частоты вращения, базового расстояния между подшипниками и условной отрицательной жесткости магнитного поля.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 2. VIII. 1980

Հ. Դ. ՇԵԿՅԱՆ, Գ. Ն. ԿՈՉԿԱՐՅԱՆ

ԲԱՐՁՐ ԱՐԱԳՈՒԹՅԱՆ ԷԼԵԿՏՐԱԿԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԱՌԱՁԳԱԿԱՆ ՀԵՆԱՐԱՆՆԵՐԻ ԿՈՇՏՈՒԹՅԱՆ ՕՊՏԻՄԱԼԱՑՄԱՆ ՀԱՐՑԻ ՄԱՍԻՆ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Էլեկտրական մեքենաների տատանումների իջեցմանը հասնում են տատանման աղբյուրի՝ պտտվող ռոտորի և հիմքի տեղական մեկուսացմամբ։ Այդ ապահովվում են՝ տեղադրելով ռոտորը առաձգական հենարաններում, որոնց կոշտության փոքրացմամբ լավանում է տատանումից պաշտպանելու արդյունավետությունը։ Սակայն էլեկտրական դաշտի առկայությունը սահմանափակում է այդ փոքրացումը, քանի որ, նրբ հենարանի կոշտությունը փոքրանում է էլեկտրական դաշտի պայմանական կոշտությունից, ռոտորը «կպչում» է statorին։

Առաձգական հենարանների օպտիմալ կոշտության որոշման համար դիտարկվում են ռոտորի անհամաչափ տատանումները էլեկտրական դաշտում։ Դիֆերենցիալ հավասարումից ստացված արտահայտությամբ որոշված է այն սահմանային հաճախականությունը, որից հետո սկսվում է ռոտորը տատանումից արդյունավետ պաշտպանելու տիրույթը։ Ցույց է տված, որ էլեկտրական մեքենաների օպտիմալ կոշտությունը անհրաժեշտ է ընտրել՝ հիմնվելով մեքենայի իրանի ընդհանուր տատանման ամպլիտուդը նվազեցնելու պայմանից, հաշվի առնելով պտտման արագությունը, ռոտորի հենարանների միջև եղած հեռավորությունը, ինչպես նաև մագնիսական դաշտի պայմանական կոշտությունը։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Шекян Г. Г.* и др. Исследование конструкции упругих опор. Тр. ВНИИКЭ, т. 4, Ереван, 1971.
2. *Ильинский В. С.* Защита аппаратов от динамических воздействий. М., «Энергия», 1970.