

Ж. Т. ПОГОСЯН

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОДЕМПФИРУЮЩИХ
ОПОР ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Эффективное снижение вибрации электрических машин может иметь место при оптимальных жесткостных характеристиках конструктивных элементов машины и при наличии встроенных вибродемпфирующих элементов в опорах. При этом характеристики вибродемпфирующих элементов следует выбирать, исходя из условия максимального подавления (сглаживания) высших гармонических вибраций [1, 2]. Для оптимизации параметров вибродемпфирующих опор, с точки зрения максимального подавления высших гармоник спектра вибраций рассмотрим малые колебания электрических машин. При этом электрическая машина и основание будут рассматриваться как линейные системы, для которых справедливы выводы классической теории малых колебаний [3, 4].

Предположим, что динамической моделью упруго-демпферной опоры электрической машины (рис.) является голономная стационарная механическая система с произвольным числом степеней свободы [4]. Пусть система совершает малые колебания вблизи устойчивого положения под действием полигармонических сил, изменяющихся по закону

$$P(t) = \sum_{j=1}^n P_j \cos \omega_j t,$$

где n — число гармоник, $j = 1, 2, 3, \dots$

Силы сопротивления, возникающие при колебаниях, пропорциональны перемещениям материальных точек и при этом предполагается, что система обладает полной диссипатией, т. е. любое ее движение сопровождается рассеянием энергии. При этих предположениях движение масс m_1 и m_2 можно описать уравнениями Лагранжа II рода [5]

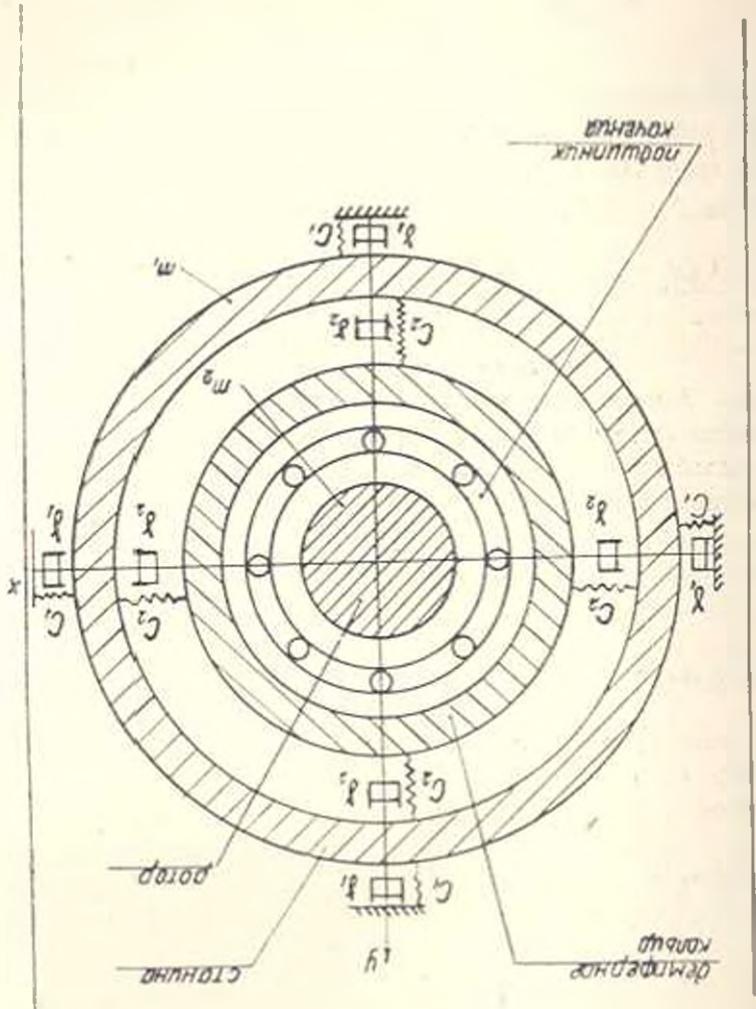
$$\begin{cases} m_1 Z_1 + (1 + i\gamma_1) C_1 Z_1 - (1 + i\gamma_2) \cdot C_2 (Z_2 - Z_1) = 0, \\ m_2 Z_2 + (1 + i\gamma_2) C_2 (Z_2 - Z_1) = \sum_{j=1}^n P_j \cos \omega_j t, \end{cases} \quad (1)$$

где i — мнимое число; m_1 — суммарные массы станины и подшипниковых щитов; m_2 — масса ротора; C_1 , C_2 — жесткости основания и демпферного кольца; γ_1 — суммарный коэффициент неупругого сопротивления (демпфирования) подшипниковых щитов с учетом рассеяний в замковых соединениях; γ_2 — коэффициент неупругого сопротивления кольца; Z_1 , Z_2 — комплексные перемещения масс m_1 и m_2 .

Совместное решение этих уравнений приводит к выражениям для спектральных составляющих колебаний масс m_1 и m_2 :

$$\begin{aligned}
 & \times (C_{21} + C_{22}) - C_{23} + C_{24} + C_{25} + C_{26} + C_{27} + C_{28} + C_{29} + C_{30} + C_{31} + C_{32} + C_{33} + C_{34} + C_{35} + C_{36} + C_{37} + C_{38} + C_{39} + C_{40} \\
 & \times (C_{41} + C_{42}) - C_{43} + C_{44} + C_{45} + C_{46} + C_{47} + C_{48} + C_{49} + C_{50} + C_{51} + C_{52} + C_{53} + C_{54} + C_{55} + C_{56} + C_{57} + C_{58} + C_{59} + C_{60} \\
 & \times (C_{61} + C_{62}) - C_{63} + C_{64} + C_{65} + C_{66} + C_{67} + C_{68} + C_{69} + C_{70} + C_{71} + C_{72} + C_{73} + C_{74} + C_{75} + C_{76} + C_{77} + C_{78} + C_{79} + C_{80} \\
 & \times (C_{81} + C_{82}) - C_{83} + C_{84} + C_{85} + C_{86} + C_{87} + C_{88} + C_{89} + C_{90} + C_{91} + C_{92} + C_{93} + C_{94} + C_{95} + C_{96} + C_{97} + C_{98} + C_{99} + C_{100}
 \end{aligned}$$

Рис.



$$A' = [(C_2 - m_2 \omega^2)(C_1 + C_2 - m_1 \omega^2) + (C_{11} + C_{22})(C_2 - m_2 \omega^2)] + |C_{21}^2(C_1 + C_2 - m_1 \omega^2) - C_{22}^2(C_{11} + C_{22})|^2 +$$

Рис

(3)

$$A_{ij} = P' C' \sqrt{\frac{B}{A}}$$

$$B = (C_1 C_2 + m_1 m_2 \omega^4 - C_1 m_2 \omega^2 - C_2 m_1 \omega^2 - C_1^2 m_2^2 \omega^4 - C_2^2 m_1^2 \omega^4 - C_{11}^2 m_2^2 \omega^4 - C_{22}^2 m_1^2 \omega^4) + C_1 C_2 C_{21}^2 + C_1 C_2 C_{22}^2 +$$

Рис

(2)

$$A_{ij} = P' C' \sqrt{\frac{B}{1 + \eta}}$$

$$\times (C_1 + C_2 - m_1 \omega^2) + (C_1 \gamma_1 + C_2 \gamma_2) [(C_2 - m_2 \omega^2) - C_2^2 \gamma_2^2] - \\ - 2\gamma_2 C_1^2 (C_2 - m_2 \omega^2) - C_2^2 \gamma_2 (1 - \gamma_2^2)^2.$$

Если пренебречь демпфированием γ_1 и γ_2 , выражения (2) и (3) примут вид:

$$A_{1j} = \frac{P_j}{C_1 [(K_{1j}^2 - 1)(K_{2j}^2 - 1) - K_{0j}^2]}; \quad (4)$$

$$A_{2j} = \frac{P_j \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{K_{1j}^2}{C_2} \right)}{(K_{1j}^2 - 1)(K_{2j}^2 - 1) - K_{0j}^2}, \quad (5)$$

где $\frac{C_1}{m_1} = n_1^2$; $\frac{C_2}{m_2} = n_2^2$; $\frac{C_1}{m_2} = n_3^2$; $\frac{\omega_j^2}{n_1^2} = K_{1j}^2$; $\frac{\omega_j^2}{n_2^2} = K_{2j}^2$; $\frac{\omega_j^2}{n_3^2} = K_{0j}^2$.

Как следует из (4) и (5), при воздействии полигармонического возмущения условие отсутствия колебаний массы m_1 невыполнимо. Это условие можно выполнить для дискретных значений частот вышеуказанных колебаний. Поскольку диапазон частот колебаний в рассматриваемых электрических машинах очень широк (50—10⁴ Гц), то эффективное вибродемпфирование можно осуществить только на высших гармониках.

Коэффициент виброизоляции корпуса в этих условиях может быть представлен в виде:

$$\gamma_j = \frac{1}{(K_{1j}^2 - 1)(K_{2j}^2 - 1) - K_{0j}^2}. \quad (6)$$

Как видно из (6), амплитуда колебаний корпуса в зависимости от жесткостных и массовых характеристик системы при отсутствии демпфирования может принимать большие значения на любых гармониках.

Если пренебречь только демпфированием основания $\gamma_1 = 0$, то выражения для амплитуд j -ой гармоники примет вид:

$$A_{1j}^2 = \frac{P_j^2 + P_j \gamma_2^2}{C_1^2 [(K_{1j}^2 - 1)(K_{2j}^2 - 1) - K_{0j}^2] + \gamma_2^2 (1 - K_{0j}^2 - K_{1j}^2) C_1^2}. \quad (7)$$

При фиксированных значениях K_{1j} , K_{2j} , K_{0j} и P_j зависимость $A_{1j}^2 = f(\gamma_2^2)$ представляет собой дробно-линейную функцию [5]. График этой зависимости представляет собой равноугонную гиперболу с амплитудами, параллельными осям координат и смещенными относительно последних на расстоянии

$$X_{0j} = \frac{[(K_{1j}^2 - 1)(K_{2j}^2 - 1) - K_{0j}^2]^2}{(1 - K_{0j}^2 - K_{1j}^2)^2}, \\ Y_{0j} = \frac{P_j^2}{C_1^2 (1 - K_{0j}^2 - K_{1j}^2)^2}. \quad (8)$$

Амплитуда A_{11}^2 получает большие значения, когда демпфирование γ_2^2 приближается к значению, равному x_0 . С ростом величины демпфирования амплитуда A_{11}^2 понижается, стремясь к пределу, равному y_0 . Таким образом, сколько бы ни повышали демпфирование γ_2 системы, понизить амплитуду A_{11}^2 меньше, чем y_0 , не удастся. Следовательно, задача сводится к нахождению оптимальной величины демпфирования γ_2 , которое, будучи не слишком большим, в то же время обеспечивало бы амплитуду колебания корпуса, не слишком отличающуюся от y_0 .

Из решения (7) и (8) для асинхронных электродвигателей габаритов 50—63 частотой вращения $(3-6) \cdot 10^3$ об/мин оптимальное демпфирование наступает при $\gamma_2 > 0,1$. При этом, чем меньше жесткость вибродемпфирующей опоры, тем лучше происходит виброизоляция корпуса от ротора. Однако в асинхронных электродвигателях уменьшение жесткости опоры может привести к прилипанию ротора к статору. Эффективное значение жесткости, при котором уменьшение воздушного зазора остается в пределах нормы, определяется из выражения граничной частоты

$$\omega_r = \sqrt{\frac{C_2}{m_1} + \frac{C_1}{m_1} + \frac{C_2}{m_2}}, \quad (9)$$

выше которого происходит эффективное сглаживание всех вышерассмотренных колебаний.

Учитывая значение граничной частоты, оптимальная жесткость вибродемпфирующих опор для асинхронных электродвигателей габаритов 50—63 будет:

$$C_2 = \left| \frac{\left(9 \cdot 10^3 - \frac{C_1}{m_1} \right) m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right|. \quad (10)$$

Оптимальная средняя жесткость для асинхронных машин габаритов 50—63, исходя из (10), должна быть в пределах $15 \cdot 10^4 \leq C_2 \leq 21 \cdot 10^4$ Н/м, а оптимальное демпфирование — $0,1 \leq \gamma_2 \leq 0,2$.

Таким образом, проведенное теоретическое исследование показало, что увеличение коэффициента демпфирования вибродемпфирующих опор выше оптимального значения существенно не влияет на изменение амплитуды колебания машины. Оптимальное демпфирование механических колебаний электрических машин габаритов 50—63 на частотах выше 200 Гц можно осуществить при значениях коэффициента демпфирования $\gamma = 0,1-0,2$ и жесткости опор $1,5-2,1 \cdot 10^7$ н/м.

ԷԼԵԿՏՐԱԿԱՆ ԻՆՔԵՆԱՆՆԵՐԻ ՎԻՐԱՄԱՐԻՉԱՑԻՆ ԷՆԵՐԳԱՆՆԵՐԻ
ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ՕՊՏԻՄԻԶԱՑԻՈՆ

Ա մ փ ո փ ու մ

Էլեկտրական մեքենաների աշխատանքի պայմանները ժողովրդական տրևտեսության շատ բնագավառներում հաճախ բավականին խիստ պահանջներ են դնում նրանց դինամիկական բնութագրերի նկատմամբ: Այդ պահանջների կատարումը բերում է օպտիմալ պարամետրերով մեքենաների ստեղծման անհրաժեշտությունը:

Աշխատանքում լուծված են էլեկտրական մեքենաների վիբրամարիչային հենարանների մարման և կոշտության բնութագրերի օպտիմիզացման ինդիքները:

Տեսական ուսումնասիրությունները որոնք շլմնված են բարձր հաճախականությունների տիրույթում սպեկտրների արդյունավետ հարթեցման առավելագույն արժեքի վրա, թույլ են տվել ստանալու: 50—63 շափերի էլեկտրական մեքենաների վիբրամարի: Հենարանների օպտիմալ պարամետրերի սահմանային արժեքները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Вейсхаар Д. Оптимизация простых конструкций при ограничениях на высшие частоты собственных колебаний.—Ракетная техника и космонавтика, 1972, т. 10, № 5, с. 167—168.
2. Шекяк Г. Г. Исследования конструкций упругих опор.— В кн.: Труды ВНИИКЭ, Ереван, т. 4, 1971, с. 194—212.
3. Бабаков Н. М. Теория колебаний.— М.: Наука, 1968.— 559 с.
4. Ден-Гартог. Механические колебания.— М.: Физматгиз, 1960.— 650 с.
5. Илинский В. С. Защита аппаратов от динамических воздействий.— М.: Энергия, 1970.— 256 с.

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XL, № 3, 1987

ЭНЕРГЕТИКА

И. Г. СИМАНОВА

ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ УТОЧНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ
УСТАНОВИВШЕГОСЯ РЕЖИМА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Оперативное оптимальное управление режимами энергетических систем предъявляет качественно новые требования к математическим моделям и программам расчетов, заключающиеся в обеспечении высокой маневренности при минимальных затратах машинного времени [1, 2]. В связи с этим весьма актуальной является проблема коррекции установившихся режимов БЭС при изменении исходной информации. Решение этой проблемы может быть получено с использованием теории чувствительности [2]. Определяя чувствительность режима системы к