

УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ШВЕЙНЫХ МАШИН И ПОЛУАВТОМАТОВ

Сункуев Б.С., Радкевич А.В., Цветков Ю.М.

Вопросы уравновешивания механизмов швейных машин рассмотрены в [1-4]. Для этих работ характерным является использование графических методов кинематического и силового анализа механизмов на отдельных стадиях процесса уравновешивания, а также отсутствие экспериментальной проверки теоретических расчетов.

В настоящей работе изложена новая методика уравновешивания сил инерции с использованием аналитических методов, разработанных в [5], предусматривающих автоматизацию расчетов на стадии теоретического уравновешивания и корректировку параметров противовеса по результатам экспериментальной проверки. Процесс уравновешивания проводится в следующей последовательности:

1. На основании рабочих чертежей деталей разрабатываются расчетные схемы звеньев механизмов для определения массовых характеристик (масс, координат центров масс, моментов инерции). В расчетных схемах каждое звено представляется в виде совокупности элементарных фигур (цилиндр, конус, параллелепипед, шар и др.). Далее с помощью базы данных, содержащей формулы расчета массовых характеристик элементарных фигур, на ЭВМ определяются массовые характеристики звеньев путем суммирования массовых характеристик составляющих их элементов. В результате определяют массив численных значений массовых характеристик всех подвижных звеньев $\{m_i, \alpha_{si}, \beta_{si}, J_{si}\}$, где $i=1, 2, \dots, N$ - номера звеньев, N - общее число подвижных звеньев, m_i - массы, α_{si}, β_{si} - координаты центров масс в подвижной системе координат, связанной со звеном. В массив входят массовые характеристики $m_1, \alpha_{s1}, \beta_{s1}$ противовеса (рис.1), сконструированного исходя из максимального значения радиуса R с учетом ограниченности пространства в рукаве машины. Как показывает практика расчетов, спроектированный таким образом противовес не обеспечивает оптимального уравновешивания сил инерции, по-

этому требуется установка дополнительного противовеса.

2. Составляются программы кинематического и силового анализа механизмов машин по методике, изложенной в [5], при этом используются стандартные подпрограммы для групп Ассура, входящих в состав механизмов, разработанные в [6]. В результате расчетов на ЭВМ определяются проекции главного вектора сил инерции всех звеньев на оси x и y неподвижной системы координат xOy :

$Q_x = \sum R_{xi}$; $Q_y = \sum R_{yi}$ и их максимальные модули $\max |Q_x|$, $\max |Q_y|$.

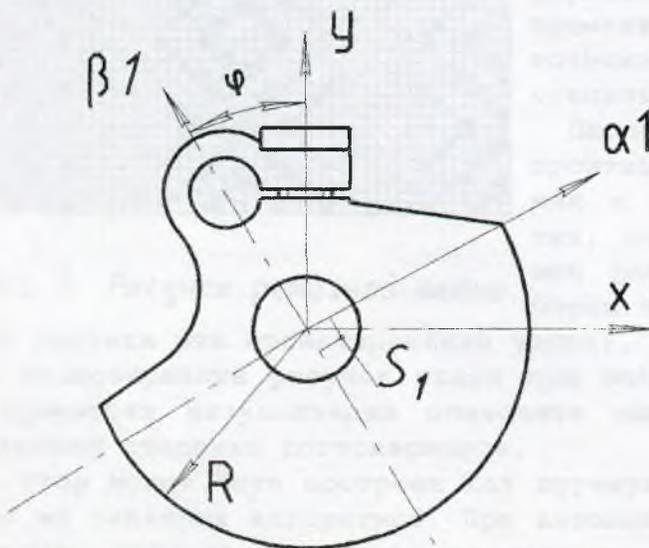


Рис.1 Основной противовес

3. Решается на ЭВМ задача минимизации целевой функции

$$\Delta Q = \text{mod}\{\max|Q_x| - \max|Q_y|\}$$

путем варьирования параметров противовеса m_1 , α_{s1} , β_{s1} . Заметим, что при обращении целевой функции (1) в нуль будут равны модули $\max|Q_x|$ и $\max|Q_y|$. Для $\Delta Q=0$ имеем $\alpha_{s1} = \alpha_{s1}^*$, $\beta_{s1} = \beta_{s1}^*$, $m_1 = m_1^*$ и статический момент массы противовеса $S_{opt} = m_1^* \sqrt{(\alpha_{s1}^*)^2 + (\beta_{s1}^*)^2}$.

4. Определяется статический момент массы дополнительного противовеса

$$S_{доп} = S_{opt} - S_1,$$

где $S_1 = m_1 \sqrt{\alpha_{s1}^2 + \beta_{s1}^2}$ — первоначальный (до оптимизации) статический момент противовеса.

5. Так как установка дополнительной массы на существующем противовесе, как правило, невозможна из-за ограниченности места в передней части головки швейной машины, предлагается устанавливать дополнительный противовес на главном валу с другой стороны по отношению к основному противовесу. Эскиз конструкции дополнительного противовеса показан на рис.2. Противовес выполняется разъемным для удобства установки на главном валу. На расстоянии r от оси отверстия под главный вал высверливается отверстие, которое заливается свинцом. Размеры противовеса подбираются таким образом, чтобы статический момент его превышал $S_{доп}$, как минимум в 2,5–3 раза, с тем, чтобы компенсировать погрешности теоретического расчета.

6. Выполняется экспериментальная проверка дополнительного противовеса по критерию виброскорости контрольной точки корпуса швейной машины. Измерение виброскорости производится по двум осям x и y в плоскости действия сил инерции. В качестве контрольной выбирается точка, расположенная в зоне контакта рук оператора с корпусом машины в процессе выполнения технологической операции. Статический момент дополнительного противовеса изменяют за счет высверливания отверстий различного диаметра в свинцовой вставке.

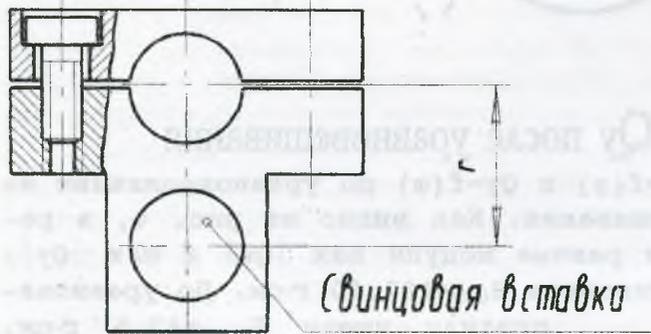
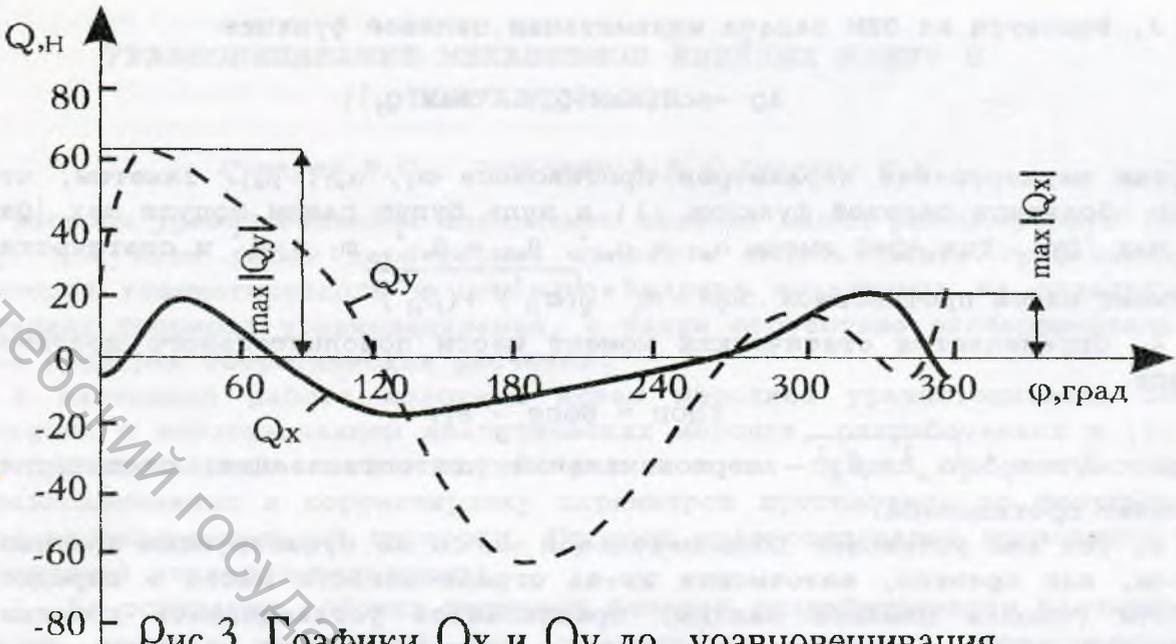
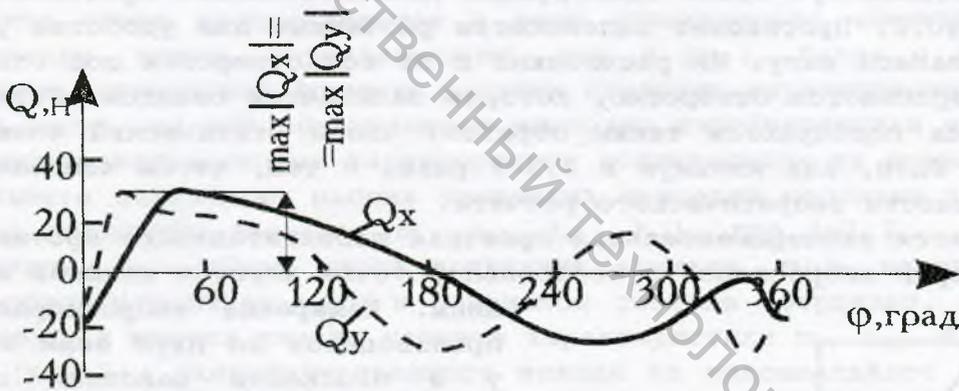


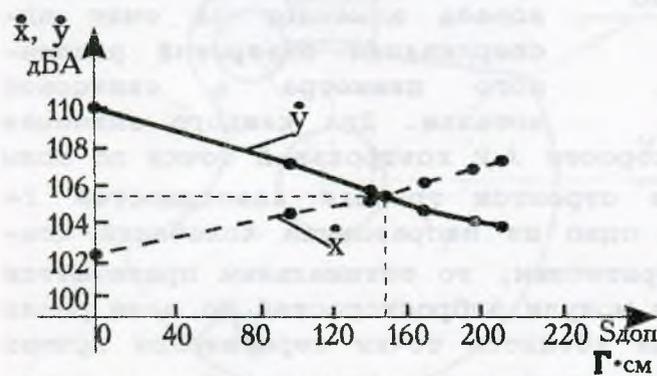
Рис.2 Дополнительный противовес

$S_{доп}$ замеряются значения виброскорости \dot{x}, \dot{y} контрольной точки по осям x и y . По результатам замеров строятся графики зависимостей $\dot{x} = f(S_{доп})$, $\dot{y} = f(S_{доп})$. Так как ни одно из направлений колебаний контрольной точки не является приоритетным, то оптимальным принимается такое значение $S_{доп}$, при котором модули виброскоростей по осям равны друг другу, то есть $\dot{x} = \dot{y}$. Тогда абсцисса точки пересечения кривых $\dot{x} = f(S_{доп})$ и $\dot{y} = f(S_{доп})$ определяет оптимальное значение $S_{доп}$ статического момента дополнительного противовеса.

Предложенная методика апробирована при уравнивании механизмов закрепочного полуавтомата 1820 класса.

Рис.3. Графики Q_x и Q_y до уравниванияРис.4. Графики Q_x и Q_y после уравнивания

На рис.3 приведены графики $Q_x=f(\varphi)$ и $Q_y=f(\varphi)$ до уравнивания на ЭВМ, на рис. 4 – после уравнивания. Как видно из рис. 4, в результате уравнивания получим равные модули $\max |Q_x|$ и $\max |Q_y|$, при этом статический момент противовеса $S_{\text{опт}}=107,60$ г·см.

Рис.5 Графики \dot{x} и \dot{y}

До уравнивания имели $S_{\text{факт}}=43,5$ г·см. Таким образом, $S_{\text{доп}} = S_{\text{факт}} - S_{\text{доп}}=64,1$ г·см. Для экспериментальной проверки результатов теоретического уравнивания был изготовлен дополнительный противовес со статическим моментом $S_{\text{допmax}}=205,6$ г·см. По результатам замеров виброскорости контрольной точки корпуса получим графики $\dot{x} = f(S_{\text{доп}})$ и $\dot{y} = f(S_{\text{доп}})$, приведенные на рис.5. Для точки пересечения

кривых определяем $S_{\text{доп}}=143\text{г}\cdot\text{см}$. При установке оптимального дополнительного противовеса происходит снижение нормированного показателя виброскорости на 4,8 дБА (было 110 дБА, стало 105,2 дБА).

ЛИТЕРАТУРА

1. Комиссаров А.И., Крапивин Н.И. Уравновешивание кривошипно-шатунных механизмов иглы швейных машин. Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1965, N1, с.154-162.
2. Крапивин Н.И., Комиссаров А.И. Расчет противовесов кривошипно-шатунных механизмов иглы швейных машин. Научные труды МТИЛП, сб.30, 1964.
3. Комиссаров А.И., Лопандин И.В. Механизмы игл швейных машин. МТИЛП, М.: 1965.
4. Крапивин Н.И., Комиссаров А.И. Исследование колебаний станины при различных вариантах уравновешивания. Научные труды МТИЛП, вып. 35, 1969, с. 272-285.
5. Силовой анализ механизмов машин легкой промышленности. Методические указания. Витебск: Миннаробраз БССР, ВТИЛП, 1988.
6. Методические указания к пользованию программами кинематического и силового расчета механизмов швейных машин. Витебск, Миннаробраз БССР, ВТИЛП, 1990.