

СМАЗКА ШВЕЙНЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УЗЛА ТРЕНИЯ

Гусейнов Г. Г., Алиев Ш. Р.

(Азербайджанский технологический институт)

Основными направлениями технического прогресса в области производства оборудования для текстильной и легкой промышленности является создание высокопроизводительных машин, автоматического и агрегатированного оборудования, автоматизированных поточных линий; принципиально новой техники для прогрессивных экономичных технологических процессов.

Поэтому особое внимание уделяется важным факторам обеспечения высокой надежности и долговечности оборудования является правильный выбор режима смазывания, т.е. определения дозы смазочного материала и частоты его подачи. Ряд источников указывает на необходимость определения оптимального расхода смазочного масла при котором износ металлических поверхностей контактирующих деталей минимален.

В швейной промышленности разработана методика отбора наиболее существенных факторов, влияющих на устойчивость работы подшипников скольжения промышленных швейных машин, использование которых позволило установить, что значительными определяющими факторами являются: геометрические параметры подшипников скольжения ($l; d; \psi$); условия их работы ($PV; P_e; \omega$); состояние подаваемой смазки и другие. Испытания деталей на трение проводились на стенде. Моделировались условия работы переднего подшипника скольжения главного в скоростном режиме от 4000 до 6000 мин⁻¹, выбирался материал сопряженных деталей в соответствии с требованиями заводской документации, а также геометрические размеры и оформление поверхностей трения соответствовали чертежам. При режиме работы «пуск-останов» продолжительность каждой фазы составляла 5 с и 10 с соответственно. Для смазки применялось масло И-20А, вязкость которого 50; 18,7 сСт, давление масла в системе смазки $P_e = 0$, т.е. обратно масло в зону трения подавалось самотеком.

На рис. 1 представлены результаты сравнительных испытаний на трение подшипников скольжения передней опоры главного вала машины 876 класса с различным соотношением ($l : d$). Программа испытаний иллюстрируется верхним ступенчатым графиком изменения скоростного режима в ходе эксперимента. Продолжительность действия скоростной нагрузки на каждой степени составляла 20 минут. Этого времени достаточно для наступления теплового баланса в узле трения.

В машине 876 класса соотношение $l : d$ составляет 50 : 15 = 3,33. В станкостроении часто встречается соотношение $l : d = 0,5 : 1,5$.

Исследования показали, что при увеличении скорости скольжения испытываемого вала затраты на трение постоянно увеличивались. Однако это увеличение момента трения не находилось в прямом пропорциональном соотношении с геометрическими размерами подшипника скольжения. Так, например, при переходе от 4000 до 4500 1/мин момент трения увеличился на 3,2 Н·см, а при переходе от 5000 до 5500 1/мин на 14,8 Н·см для подшипника скольжения в соотношении $l : d = 0,53$.

Экспериментально было установлено, что для подшипников скольжения с различным соотношением $l : d$, увеличение скоростного режима работы приведет к увеличению затрат на трение при условии подачи масла в зону трения самотеком если при существующих условиях его истечения из зазора.

На рис. 2 представлены экспериментально установленные графики зависимости

$$T_{тр} = f(\Pi)$$

Поиск уравнения регрессии зависимости момента трения и частотой вращения вала в паре трения проводится на ЭВМ методом подбора, при этом считалось необходимым, чтобы относительная погрешность не превышала 5%-го уровня. Этим условиям отвечало степенное уравнение вида

$$y = I^a \cdot I^{bx} \cdot x^c$$

Расчет коэффициентов уравнения проводился по стандартной программе для всего массива значений. Было установлено, что в области скоростных режимов, не превышающих 5500 1/мин, при $I : d < 3$ условия трения в сопряжении наиболее благоприятные.

Так например, при 4000 1/мин и $I : d = 3$, затраты на трение составляли 8, 2 Н·см, а при $I : d = 1$ тогда затраты на трение составили 18,4 Н·см т.е. превышали более чем в 2 раза.

Исследования показали, что при скоростном режиме ниже 5500 1/мин, подшипник скольжения с меньшей опорной поверхностью обеспечивает более низкие затраты на трение в условиях подачи масла самотеком.

При расчете подшипников скольжения в соответствии с известными рекомендациями, определяется относительный зазор по эмпирической зависимости.

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt{v}$$

где v - окружная скорость вала, м/с

Для рассматриваемого диапазона скоростного режима $v = 3 \div 4,71$ м/с относительный зазор будет принимать значения:

$$\psi = 0,001 \div 0,0012$$

Анализ конструкторской документации показал, что ведомственная норма по швейным машинам рекомендует применять посадки для вала Ф15Н, а для подшипника скольжения Ф15А. Тогда максимальный зазор в соединении будет составлять:

$\Delta_{max} = 0,014 + 0,13 = 0,144$ мм, а минимальный зазор составит:

$$\Delta_{min} = 0,002 + 0,06 = 0,062$$
 мм

Тогда относительный зазор находится в пределах

$$\psi = 0,01 \div 0,004 \quad 0,01 \div 0,004$$

Таким образом, при проектировании узлов трения швейных машин известные рекомендации по выбору геометрических соотношений подшипников скольжения не принимаются во внимание. В связи с этим, возникает необходимость экспериментально установить значимость влияния зазора в сопряжении на величину и характер трения вала в подшипнике скольжения швейных машин.

Был поставлен эксперимент, в рамках которого устанавливалось влияние скоростного режима и относительного зазора на величину и характер трения соединения "вал-подшипник скольжения". Моделировались условия работы передней втулки главного вала при автоматической подаче масла в зону трения без давления

($P_e = 0$), скоростной режим работы изменялся от 4500 до 6000 1/мин ступенчато, шаг ступени 500 1/мин, время работы в одном режиме - 20 мин.

Для продолжения расследования были подобраны пары трения с различным относительным зазором равным:

0,01; 0,008; 0,006; 0,004; 0,002. Однако надо учитывать, что при дальнейшем изнашивании трущихся деталей зазор увеличивается и при $S = S_{max}$ эксплуатация механизма должна быть прекращена из-за снижения его эксплуатационных показателей. Известно, что жидкостная смазка создается лишь в определенном диапазоне диамет-

ральных зазоров, ограниченном наименьшим $S_{\min F}$ и наибольшим $S_{\max F}$ функциональными зазорами.

Проведенный эксперимент позволяет сделать весьма существенный вывод: что наиболее оптимальное соотношение между затратами на трение и относительным зазором в паре "вал-подшипник скольжения", для скоростного диапазона $\Pi = 4000 + 6000$ 1/мин достигается при значениях $\psi = 0,005 + 0,0065$.

Исследования показали, что при увеличении площади контакта от при $l : d = 0,5$ до $l : d = 1,5$, как при $\Pi = 5000$ 1/мин, так и при $\Pi = 5500$ 1/мин отмечалась тенденция и снижение трения. Затем, при увеличении $l : d = 1,5$ отмечалось возрастание величины момента трения. Было установлено, что зоны оптимального соотношения $l : d$ и Π для рассмотренных скоростных режимов различны. Ниже приводится таблица, позволяющая выбрать величину отношения $l : d$, при которой обеспечиваются минимальные затраты на трение в различных скоростных режимах работы деталей швейных машин при подаче масла в зону трения без давления ($P_e = 0$).

| Частота вращения Π 1/мин | Соотношение $l : d$ |
|---------------------------------|------------------------|
| 4000 | 0,8+1,0 |
| 5000 | 1,2+1,6 |
| 6000 | 2,2+2,6 |

Литература :

1. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения. Москва. Машиностроение. 1980.
2. Навасардян Г.С., Исаев В.В., Франц В.Я. Смазка швейных машин Москва. Легкая индустрия. 1978.

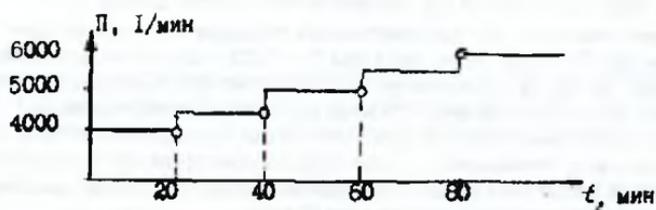


Рис. 1

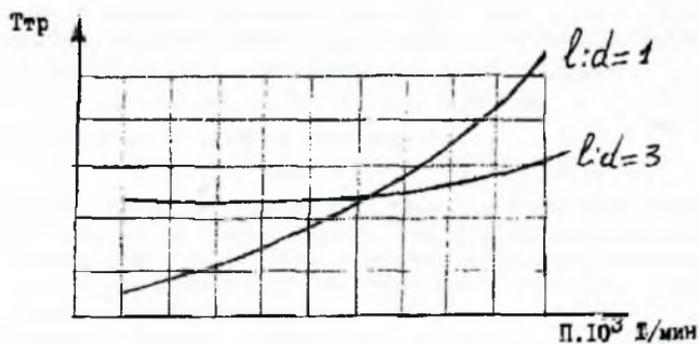


Рис. 2. Зависимость момента трения от скоростного режима