5. Глотов В.А., Зайцев А.В. Эффективность применения планировщика балластной призмы // Экономика ж.д.-2017.-№1.-С. 59-63.
6. Глотов В.А. Осаждение снега в емкости уборочной машины // Вопросы создания и модернизации строительных и путевых машин. Сборник научных трудов. – Новосибирск: Изд-во СГАПС. 1994.- С. 12-18.
7. Анферов В.Н., Кузнецов С.М., Васильев С.М. Оценка надежности работы бульдозеров // Системы. Методы. Технологии.-2013.-№ 3.-С. 16-21.
8. Путевые машины: Учебник для вузов ж.-д. трансп./С.А. Соломонов, М.В. Попович, В.М. Бугаенко и др. Под ред. С.А. Соломонова.-М.: Желдориздат. 2000-756 с.
9. Кузнецов С.М., Кузнецова К.С., Суворов А.Д., Маслов И.А. Автоматизированная система формирования парка строительных машин // Жилищное строительство.-2007.-№ 3.-С. 8-10.
10. Кузнецов С.М., Лизунов Е.В., Щербаков А.В. Вероятностная модель работы многоступенчатых гидротранспортных систем // Изв. вузов. Строительство. -2006.-№ 9.-С. 33-41.
11. Кузнецов С.М., Кузнецова К.С., Сироткин Н.А. Комплексная оценка организационно-технологической надежности работы парка строительных машин // Экономика ж. д.-2007. □№ 4.- С. 68-76.
12. Кузнецов С.М., Глотов В.А., Зайцев А.В. Модели надежности эксплуатации выправочно-подбивочно-рихтовочных машин ВПР-02 // Трансп.: наука, техника, упр. - 2014. - №4. - С. 58-63.
13. Кузнецов С.М., Зайцев А.В. Надежность выправочно-подбивочно-рихтовочных машин // Путь и путевое хозяйство.-2014.-№ 3.-С. 19-22.
14. Кузнецов С.М., Зайцев А.В. Обоснование показателей эксплуатации выправочно-подбивочно-рихтовочных машин ВПР-02 и ВПРС-02 // Экономика ж. д. - 2014.-№ 3.-С. 80-90.
15. Кузнецов С.М., Зайцев А.В. Оценка технической надежности эксплуатации выправочно-подбивочно-рихтовочных машин ВПР-02 // Трансп. : наука, техника, упр. - 2014. - №2. - С. 45-49.

Колесников В.С., Севрюгин С.Ю.

Модернизация поворотного стола трансферного станка

*Чистопольский филиал "Восток" Казанского национального исследовательского
технического университета им. А.Н. Туполева - КАИ
(Россия, Чистополь)*

doi: 10.18411/lj-07-2020-28

idsp: ljjournal-07-2020-28

Аннотация

В статье рассматривается проблема модернизации поворотного стола трансферного станка с целью увеличения его производительности и точности обработки изделий. Сделаны расчеты на прочность всех ответственных и уязвимых узлов и элементов, сделаны выводы.

Ключевые слова: трансферный станок, поворотный стол, зацепление Хирта.

Abstract

The article considers the problem of upgrading the rotary table of a transfer machine in order to increase its productivity and accuracy of product processing. Strength calculations of all critical and vulnerable nodes and elements were made, conclusions were made.

Keywords: transfer machine, rotary table, terminal invariance, Hirth gearing.

Поворотный стол – одна из наиболее ответственных частей конструкции трансферного станка. Поэтому модернизация этого узла особенно актуальна и должна производиться в первую очередь.

Целью модернизации является увеличение производительности станка и точности обработки изделий за счет совместного применения механического привода с датчиком угла поворота и отрицательной обратной связью, которая автоматически корректирует положение стола в пространстве, а также колец с зубчатым зацеплением Хирта, которые позволяют увеличить точность позиционирования и могут обеспечить достаточную повторяемость и жесткость стола после позиционирования.

Рис. 1. Поворотный стол (1 – корпус гидравлики и механики, 2 – вал-поршень; 3 – неподвижное кольцо Хирта; 4 – подвижное кольцо Хирта; 5 – корпус барабана)

Увеличение долговечности и надежности оборудования можно обеспечить двумя способами - применением материалов с более высокими показателями качества или внесением изменений в конструкцию агрегата. Первый способ ведет к увеличению расходов на производство, поэтому был выбран второй способ, а именно перенос крепления корпуса гидравлики и механики.

Соединение вала-поршня с барабаном (рис. 1) выполняют шестью винтами. Для обеспечения нераскрытия соединения во избежание взаимного смещения деталей рассчитаем необходимую силу затяжки винтов по формуле:

$$F_3 = k_3 \cdot F_B \cdot (1 - \chi),$$

где F_B – внешняя сила действующая на винт, Н; k_3 – коэффициент запаса начальной затяжки ($k_3 = 1$); χ – коэффициент внешней нагрузки ($\chi = 0,2 \div 0,3$).

Найдем внешнюю силу, действующую на один винт:

$$F_B = \frac{F}{n},$$

где F – осевая сила, действующая на вал; n – количество винтов.

$$F_B = \frac{158,4 \cdot 10^3}{6} = 26,4 \text{ кН.}$$

Принимаем коэффициент $\chi = 0,25$, тогда

$$F_3 = k_3 \cdot F_B \cdot (1 - \chi) = 1 \cdot 26,4 \cdot 10^3 \cdot 0,75 = 19,8 \text{ кН.}$$

Расчетная сила в винте с учетом напряжения кручения:

$$F_p = F_3 \cdot C + \chi \cdot F_B,$$

где $C = 1,3$ – коэффициент, учитывающий напряжение кручения.

$$F_p = 19,8 \cdot 10^3 \cdot 1,3 + 0,25 \cdot 26,4 \cdot 10^3 = 32,34 \text{ кН, тогда}$$

расчетный внутренний диаметр винта:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma]_p}},$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение при контролируемой затяжке винта.

$$[\sigma]_p = 0,5 \cdot [\sigma]_T = [\sigma]_p = 0,5 \cdot 1080 = 540 \text{ МПа,}$$

где $[\sigma]_T$ – предел текучести для винта.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 32,34 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 540}} = 8,735 \text{ мм.}$$

Следовательно, выбранные винты с параметрами $d = 12 \text{ мм}$; $d_1 = 10,106 \text{ мм}$; $d_2 = 10,863 \text{ мм}$; $P = 1,75 \text{ мм}$ могут обеспечить нераскрытие соединения.

Найдем силу, действующую на вал со стороны корпуса барабана:

$$P = m \cdot g = 250 \cdot 10 = 2500 \text{ Н},$$

где m – масса снаряженного барабана, кг; g – ускорение свободного падения.

Построим расчетную схему (рис. 2) для определения сил реакций опор вала [1].
 $l_1 = 71 \text{ мм}$; $l_2 = 80 \text{ мм}$.

Рис. 2. Расчетная схема выходного вала

Найдем силы реакции опор из уравнений равновесия моментов:

$$R_B = \frac{P \cdot l_1}{l_2} = \frac{2500 \cdot 71}{80} = 2218,75 \text{ Н};$$

$$R_A = \frac{P \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{2500 \cdot (71 + 80)}{80} = 4718,75 \text{ Н}.$$

Определим максимальный изгибающий момент, действующий на вал. Построим эпюру (рис. 3), разделив вал на три участка, и запишем уравнения для изгибающего момента на каждом участке.

На первом участке:

$$M = -P \cdot x_1, 0 \leq x_1 \leq l_1;$$

$$x_1 = 0, M = 0;$$

$$x_1 = l_1, M = -2500 \cdot 71 = -177500 \text{ Нмм}.$$

На втором участке:

$$M = -P \cdot x_2 + R_A \cdot (x_2 - l_1), l_1 \leq x_2 \leq l_1 + l_2;$$

$$x_2 = l_1, M = -2500 \cdot 71 = -177500 \text{ Нмм};$$

$$x_2 = l_1 + l_2, M = -2500 \cdot (71 + 80) + 4718,75 \cdot 80 = 0.$$

Рис. 3. Эпюра изгибающего момента вала

Максимальный изгибающий момент:

$$M_{\max} = 177500 \text{ Нмм}.$$

Из эпюры видно, что опасное сечение проходит в месте посадки подшипника, в опоре А. Проверим вал на прочность в опасном сечении. Для этого рассчитаем максимальный крутящий момент на валу:

$$T = T_{\text{дв}} \cdot u_{\text{ред}},$$

где $T_{\text{дв}}$ – момент на валу двигателя, Нм; $u_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора.

В соответствии с характеристиками используемого двигателя и редуктора, получаем:

$$T = T_{\text{дв}} \cdot u_{\text{ред}} = 9550 \cdot 59 = 563450 \text{ Нмм.}$$

Покажем распределение нагрузки крутящего момента от крутящего момента на валу, построив эпюру крутящего момента (рис. 4).

Рис. 4. Эпюра крутящего момента вала

Условие прочности при совместном действии кручения и изгиба [1]:

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_{\text{и}}]_{\text{III}},$$

где $[\sigma_{\text{и}}]_{\text{III}}$ – допускаемое напряжение.

Материал вала: сталь 18ХГТ, $\sigma_{\text{в}} = 980 \text{ МПа}$, тогда

$$[\sigma_{\text{и}}]_{\text{III}} = \frac{0,33}{3,8} \cdot \sigma_{\text{в}} = \frac{0,33}{3,8} \cdot 980 = 85,1 \text{ МПа.}$$

По третьей теории прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2};$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{ос}}} = \frac{177500}{\frac{0,1 \cdot 100^3}{563450}} = 1,775 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T}{W_{\text{р}}} = \frac{563450}{0,2 \cdot 100^3} = 2,817 \text{ МПа},$$

где $W_{\text{ос}} = 0,1 \cdot d_{\text{в}}^3$ – осевой момент сопротивления, мм^3 ; $W_{\text{р}} = 0,2 \cdot d_{\text{в}}^3$ – полярный момент сопротивления сечения, мм^3 ; $d_{\text{в}} = 100 \text{ мм}$ – диаметр вала в опасном сечении.

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{1,775^2 + 4 \cdot 2,817^2} = 5,91 \text{ МПа.}$$

По условию прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_{\text{и}}]_{\text{III}};$$

$$5,91 \text{ МПа} < 85,1 \text{ МПа.}$$

Следовательно, условие прочности при совместном действии изгиба и кручения на вал выполняется.

Проверка подшипников на статическую грузоподъемность производится по условию [2]:

$$P_{\text{экв}} \leq C_0,$$

где $P_{\text{экв}}$ – эквивалентная статическая нагрузка, Н; C_0 – статическая грузоподъемность подшипника, Н.

$$P_{\text{экв}} = \chi \cdot R_A = 0,6 \cdot 4718,75 = 2831,25 \text{ Н,}$$

где R_A – радиальная сила, действующая на подшипник, Н; χ – коэффициент статической радиальной нагрузки.

$$C_0 = 210 \text{ кН};$$

$$2831,25 < 210000,$$

следовательно, такие подшипники смогут обеспечить необходимую статическую грузоподъемность.

Таким образом, проведенные расчеты на прочность всех ответственных и уязвимых узлов и элементов поворотного стола трансферного станка подтверждают целесообразность модернизации без применения более качественных материалов и, следовательно, без увеличения расходов на производство.

1. Решетов, Д.Н. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1. / Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др. - М.: Машиностроение, 1995. - 846 с.
2. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1979. - 702с.

Пахомов Д.С., Шатагин Д.А., Трухин А.В.

Выбор оптимального варианта достижения необходимых параметров качества поверхности при обработке деталей типа тел вращения (часть 1)

Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е.

Алексеева

(Россия, Нижний Новгород)

doi: 10.18411/lj-07-2020-29

idsp: ljjournal-07-2020-29

Аннотация

В современных системах автоматизированного проектирования технологических процессов не решены вопросы оптимизации при выборе видов, методов, условий и параметров обработки для обеспечения заданных параметров качества поверхностей деталей машин.

Методы, количество видов и параметры обработки не равнозначны по производительности и затратам, поэтому их оптимальный выбор может существенно сократить затраты на обработку деталей.

Для решения данной задачи

— собрана и представлена структурированная теоретическая информация, охватывающая различные методы обработки для достижения параметров качества поверхностей;

— разработан укрупненный алгоритм выбора путей решения достижения необходимой точности и качества поверхности на стадии подготовки производства;

— разработан подробный алгоритм обеспечения оптимального выбора методов и параметров обработки для достижения заданного высотного параметра шероховатости, который в дальнейшем может быть использован в программах САПР ТП с возможностью самообучения для различных условий и параметров обработки;

— проведены исследования для составления практических эмпирических зависимостей для различных методов обработки;

— проведенные исследования показали, что разработанный алгоритм может быть использован в реальных условиях;

— разработано программно-аппаратное обеспечение для реализации разработанного алгоритма с возможностью самообучения для различных условий и параметров обработки;

— показана возможность использования методов машинного обучения (искусственных нейронных сетей) и облачных технологий для управления качеством обрабатываемых поверхностей в условиях цифрового производства.

Использование результатов данной работы в системах автоматизированного проектирования технологических процессов даст возможность технологу для выбора наиболее оптимального пути достижения необходимых параметров качества поверхностей.