

Список использованных источников

1. Конструирование и расчёт элементов оборудования отрасли. Ч. 1. Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств: учебное пособие / сост. В.М. Беляев, В.М. Миронов; Томский политехнический университет. – 3-е изд., доп. и испр. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. – 314 с.
2. Иванов М.П. Детали машин: Учеб.для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 5-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 383с.: ил.

УДК 621.86

К МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КОНСОЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КРАНА

*Студенты – Давидович В.А., 63 м, 4 курс, АМФ;
Бармута М.В., 63 м, 4 курс, АМФ;
Лецик В.А., 36 тс, 2 курс, ФТС*

*Научный
руководитель – Оскирко А.И., ст. преподаватель
УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет», г. Минск, Республика Беларусь*

Модернизация заключается в установке механизма поворота стрелы крана, что позволит механизировать процесс поворота, обеспечит плавность и точность поворота, повысить культуру производства.

Исходные данные: Q – грузоподъемность крана; H – высота подъема груза; L – максимальный вылет стрелы; F_T – вес тельфера; F_K – вес поворотной части крана с упором; L_K – расстояние от оси колонны до центра тяжести поворотной части; h – расстояние между опорами поворотной части крана.

Скорость поворота (число оборотов крана) следует принять конструктивно с учетом характера груза.

Режим работы механизма поворота крана с учетом класса нагруженности и класса использования примем легким (М5) (стр 83 [1]).

Расчетная схема крана приведена на рисунке 1.

За расчетную весовую нагрузку следует принять:

$$F_{\rho} = k_Q Q, H.$$

где k_Q – коэффициент перегрузки принимаем по таблице 4.1 [1].

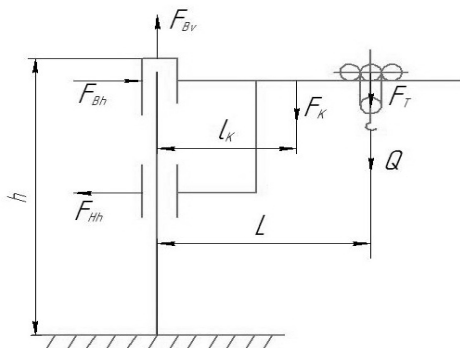


Рисунок 1 – Расчетная схема консольно-поворотного крана на неподвижной колонне

1. Расчет привода механизма поворота.

Определим реакции опор (рисунок 1).

Горизонтальные реакции верхней и нижней опоры:

$$F_{Hh} = F_{Bh} = \frac{(F_{cp} + F_T)L + F_K \cdot l_K}{h}, Н.$$

Вертикальная реакция составит:

$$F_{Bv} = F_{cp} + F_T + F_K, Н.$$

Для восприятия радиальной и осевой нагрузок в верхней опоре установлен радиально-упорный роликовый подшипник, у которого d - внутренний диаметр, D - наружный диаметр, B - ширина, C - динамическая грузоподъемность, C_0 - статическая грузоподъемность.

Для восприятия радиальной нагрузки нижняя опора представляет собой два ролика, установленных на упоре под углом 60° друг относительно друга. Диаметр ролика D_p диаметр цапфы $d_{ц.р.}$, коэффициент трения в цапфе $f_{ц.р.}$, коэффициент трения качения ролика по колонне μ_K , диаметр колонны D_K , ширина беговой дорожки ролика b_p .

Определим статический момент сопротивления повороту крана:

$$T_C = T_{Bh} + T_{Bv} + T_{Hh}, Нм,$$

где статический момент сопротивления повороту в верхнем подшипнике от радиальной нагрузки:

$$T_{Bh} = F_{Bh} \cdot f \cdot \frac{d_n}{2}, Нм,$$

где f - коэффициент трения качения в подшипнике,
 d_n - средний диаметр подшипника.

Статический момент поворота в верхнем подшипнике от вертикальной нагрузки:

$$T_{Bv} = F_{Bv} \cdot f \cdot \frac{d_n}{2}, \text{ Нм},$$

Коэффициент тяги опорных роликов:

$$f_{\text{мяг.рол}} = \frac{f_{u.p} \cdot d_{u.p} + 2\mu_k}{D_p},$$

С учетом установки двух опорных роликов под углом $\alpha_p = 60^\circ$, усилие на один опорный ролик составит:

$$F_p = \frac{F_{Hh}}{2 \cos(0,5 \cdot \alpha_p)};$$

Усилие, необходимое для перекачивания роликов по колонне:

$$F_{\text{рол}} = F_p \cdot f_{\text{мяг.рол}};$$

Момент сил сопротивления повороту опорных роликов:

$$T_{Hh} = 2F_{\text{рол}} \cdot \frac{D_k + D_p}{2}, \text{ Нм},$$

Для привода механизма поворота крана примем цилиндро-червячный мотор-редуктор со встроенный тормозом, установленным на поворотной части крана. Поворот осуществляется за счет цилиндрического зубчатого зацепления шестерни (Z_1) установленной на валу мотор-редуктора и колеса (Z_2) закрепленным на колонне крана.

Передаточное отношение открытой цилиндрической передачи:

$$U_{оп} = \frac{Z_2}{Z_1};$$

Число оборотов стрелы крана при числе оборотов выходного вала мотор-редуктора n_p (мин^{-1}).

$$n_{СТР} = \frac{n_p}{U_{оп}}, \text{ мин}^{-1};$$

При этом угловая скорость стрелы составит:

$$\omega_{СТР} = \frac{\pi \cdot n_{СТР}}{30}, \text{ рад/с};$$

Скорость (max) груза или поворота стрелы составит:

$$v_{\text{max}} = \omega \cdot L, \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Момент инерции поворотной части крана с грузом:

$$T_{II} = \frac{(mD^2)_{кр} \cdot n_{СТР}}{38 \cdot t_n}, \text{ Нм}$$

Приведенный к оси вращения крана суммарный маховый момент вращающихся масс крана с грузом:

$$(mD^2)_{KP} = 4\left(\frac{F_{ГР} + F_T}{q} L^2 + \frac{F}{q} l_K^2\right), \text{ кгМ}^2;$$

По таблице 2.12 [2] принимаем минимальное значение времени неустановившегося движения $[t_n] = 1\text{с}$

Тогда ускорение груза при повороте стрелы составит:

$$a = \frac{v_{\max}}{t_n}, \text{ м/с}^2;$$

Суммарный момент при пуске составит:

$$T_n = T_c + (1,1 \dots 1,3) T_{И}, \text{ Нм}$$

Момент развиваемый принятым приводом составит:

$$T_{KP} = T_{MP} \cdot u_{OP} \cdot \eta_{OP}, \text{ Нм},$$

где T_{MP} — Н·м — момент на валу мотор-редуктора

η_{OP} — коэффициент полезного действия зубчатой передачи

Следовательно по пусковому моменту работа механизма поворота будет обеспечена т.к.

$$T_{KP} > T_n$$

2. Расчет тормоза:

Тормозной момент необходимый для затормаживания механизма поворота крана:

$$T_T = T_{ИТ} - T_{СТ}, \text{ Нм},$$

где $T_{ИТ}$ — общий момент сил инерции вращающихся масс при торможении, приведенный к валу тормозного шкива:

$$T_{ИТ} = \frac{(mD^2)_{O.T} \cdot n_{ДВ}}{38 \cdot t_T}, \text{ Нм},$$

Общий маховый момент всех вращающихся масс крана, приведенный к валу тормозного шкива:

$$(mD^2)_{O.T} = (mD^2)_K \cdot \frac{n}{u^2}, \text{ кгМ}^2;$$

где $u = u_{MP} \cdot u_{OP}$ — общее передаточное отношение привода механизма поворота,

$t_T = 1$ — принятое время торможения,

$\eta = 0,75$ – к.п.д. привода механизма поворота крана.

Статический момент сопротивления поворота крана при торможении, приведенный к валу тормозного шкива

$$T_{CT} = \frac{T_C}{u} \cdot \eta, \text{ Нм}$$

Тогда $T_T = T_{ИТ} - T_{CT}$;

3. Расчет на прочность открытой зубчатой подачи

Открытую зубчатую прямозубую передачу проверяют на выносливость зубьев по напряжениям изгиба.

Исходные данные:

Числа зубьев Z_1, Z_2 , модуль зуба m , ширина венца колеса b_w , момент на валу колеса $T_2 = T_n$ -Нм.

Условие прочности:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b_w m} \leq [\sigma_F], \text{ МПа};$$

где $F_t = \frac{2T}{d_2}$,

d_2 – диаметр делительной окружности зубьев колеса

$$d_2 = m z_2, \text{ м};$$

Коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv};$$

при $\psi_{ba} = \frac{b\omega}{d_1} = \frac{b\omega}{mz_1}$ и при $H_B \leq 350$

$Y_{F2} = 3,6$ – коэффициент, учитывающий форму зуба (стр. 42 [3])
принимается – $Y_\beta = 1,0$; $K_{F\alpha} = 1,0$

Допускаемое напряжение изгиба определим:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{[S_F]};$$

где σ_{Flimb} , МПа – предел выносливости на изгиб для стали зубчатого колеса
 $[S_F] = 1,75$ – коэффициент безопасности.

Прочность зубчатого зацепления будет обеспечена при условии $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

Список использованных источников

1. Абранович И.Н и др. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник / И.И. Абранович, В.Н. Белезин, А.Г. Ярус – Машиностроение, 1989 – 360 с.

2. Савицкий В.П. Грузоподъемные машины (курсовое проектирование) : [Учебное пособие для машиностроит. спец. втузов]. – Мн.: выш. школа, 1981 – 160 с.

3. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др.-2-е изд., тираж и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.

УДК 621.923

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ ШЕРОХОВАТОСТИ ПРИ ОБРАБОТКЕ МЕТАЛЛОВ РЕЗАНИЕМ

*Студенты – Козловская В.М., 22 мо, 2 курс, ФТС;
Белая К.Ю., 22 мо, 2 курс, ФТС*

*Научный
руководитель – Сергеев К.Л., ассистент
УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет», г. Минск, Республика Беларусь*

Аннотация. В статье рассмотрен анализ влияния на шероховатость обработанной поверхности основных технологических факторов процесса резания.

Ключевые слова: шероховатость, технологические факторы, режимы резания, обработка металлов резанием, смазочно-охлаждающая жидкость.

Долговечность современных механизмов зависит не только от физико-механических свойств используемого материала, точности изготовления и сборки узлов деталей машин, но и от качества обработки данных поверхностей. Шероховатость поверхности характеризуется совокупностью микронеровностей с относительно малыми шагами, образующей рельеф поверхности деталей. Образование микронеровностей вызывается сопутствующими процессу обработки резанием явлениями, зависящие от ряда технологических факторов, которые можно разделить на три группы. К первой группе относятся физико-механические свойства материала, химический состав и его структура. Ко второй группе – технологические факторы, которые определяют процесс взаимодействия обрабатываемого материала и режущего инструмента: скорость резания, подача и глубина резания, влияние смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ), геометрические параметры режущего инструмента. К третьей группе относят параметры, влияющие на жесткость системы «станок–приспособление–инструмент–деталь» (СПИД).

Цель данной работы – проведение анализа влияния на шероховатость обработанной поверхности основных технологических факторов процесса резания.