

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
"ЧЕРЕПОВЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ"

Практическая работа №2
Решение задач по дисциплине:
«Технология производства холоднокатаного проката»

Разработал:
Поспелов И.Д.,
преподаватель кафедры ММиТО

Череповец

2021

Задание: Для выполнения контрольной работы по предмету «Технология производства холоднокатаного проката» необходимо оформить работу и представить: расчётную схему для определения деформации в четырёхвалковой системе “кварто” стана холодной прокатки “1700”, инженерный расчёт прогиба середины бочки рабочего валка и прогиба валка на ширине прокатываемой полосы в численном виде, расчёт прогиба оси опорного валка в середине бочки и прогиба валка на ширине прокатываемой полосы и оценить эффективность применения усилия системы противоизгиба рабочих валков для прокатки полосы требуемой ширины.

Деформация валков в четырёхвалковой системе “кварто” имеет сложный характер. Её составляющими являются прогиб и упругое сжатие опорных и рабочих валков. В методике Полухина В.П. [1] отмечаются следующие моменты аналогии между четырёхвалковой системы и балкой на упругом основании:

- 1) схема нагружения и деформации, в частности, эпюры межвалкового давления и эпюры реакции упругого основания;
- 2) совместное сжатие валков и податливость упругого основания балок;
- 3) межвалковое давление распределено по всей длине валка, как и у балки на упругом основании.

Наряду с этим отмечен и ряд отличий между условиями работы валков и балок:

- 1) различие в физической природе упругого основания: опорный валок - упругое основание (при рассмотрении работы балки);
- 2) ширина контакта балки с основанием вполне определена, а ширина контакта валков недостаточно определена;
- 3) имеется собственный прогиб опорного валка, выполняющего роль упругого основания.

Исходя из выше представленных допущений, в методике [1] для расчёта межвалкового давления и упругой деформации рабочих валков использован метод расчёта балок И.А. Симвулиди (разработан без использования гипотезы Винклера-Циммермана) [2]. И.А. Симвулиди применил уравнение плоской задачи теории упругости (плоская деформация). Упругое основание балки рассматривается как сплошная однородная упругая среда бесконечной мощности, характеризующаяся модулем деформации (упругости) и коэффициентом Пуассона. Балка рассматривается как тонкий упругий брус конечной длины и постоянного поперечного сечения, лежащая на упругом основании и находящаяся под действием произвольной нагрузки. Балка деформируется только по длине. Для простоты решения общих формул поставлено условие, чтобы упругая линия прогнувшейся балки и просевшая под ней поверхность приблизительно совпали. Для удобства и простоты решения общих формул поставлено условие, чтобы упругая линия прогнувшейся балки и просевшей под ней поверхности грунта приблизительно совпали. В связи с этим реактивное давление грунта представлено

четырёхчленным степенным рядом с четырьмя неизвестными параметрами (в решении использован Прерыватель $\Gamma_{\beta H}$).

Расчётная схема методики [1] представлена на рисунке 1.

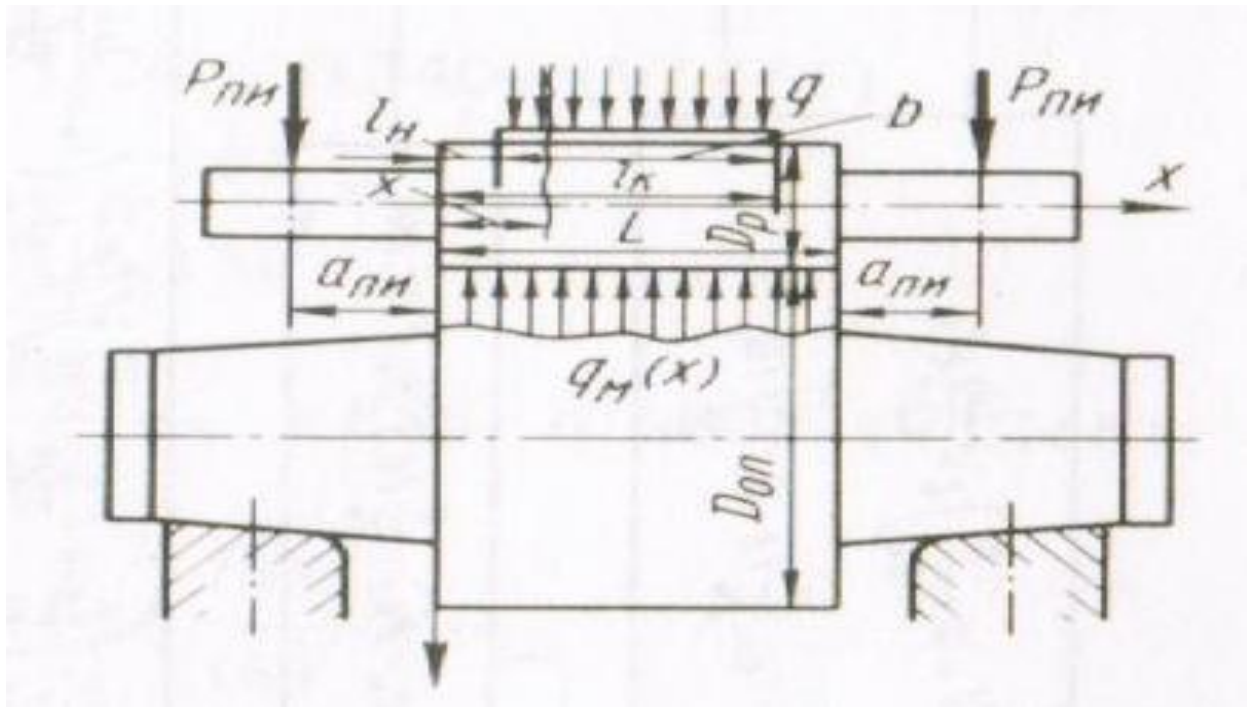


Рисунок 1. Схема к расчёту межвалкового давления и деформации валков четырёхвалковых станов: q – распределенная нагрузка со стороны полосы на валковую систему; $q_M(x)$ – распределенная нагрузка со стороны полосы на валковую систему на расстоянии x ; D_p – диаметр рабочего валка; $D_{оп}$ – диаметр опорного валка; L – длина бочки рабочего валка; b – ширина полосы; $P_{пн}$ – усилие противоизгиба рабочих валков; $a_{пн}$ – плечо приложения силы противоизгиба; x – расстояние от левого конца балки до абсциссы перемещающейся точки x .

В методике [1] введены безразмерные величины: ξ – приведённая абсцисса перемещающейся точки; β_H – приведённое расстояние от левого конца балки до начала распределённой нагрузки; β_K – приведённое расстояние от левого конца балки до конца распределённой нагрузки соответственно:

$$\xi = \frac{x}{L} ; \quad (1)$$

$$\beta_H = \frac{l_H}{L} ; \quad (2)$$

$$\beta_k = \frac{l_k}{L}. \quad (3)$$

Межвалковое давление в точке с произвольной координатой x (ξ) определяется по формуле:

$$q_x = a_0 + 4a_2 (\xi - 0,5)^2 \quad (4)$$

Из формулы (4) видно, что межвалковое давление по середине бочки валков $q_M(\xi = 0,5) = a_0$, а на краю бочки $q_M(\xi = 0) = a_0 + a_2$.

Параметры a_0 и a_2 определяем по формулам:

$$a_0 = \frac{(8252 - 34\alpha) \cdot q_{M.cp} - 13440 \cdot B_0 \cdot \alpha}{13440 + 29 \cdot \alpha}; \quad (5)$$

$$a_2 = 3 \cdot (q_{M.cp} - a_0), \quad (6)$$

где $q_{M.cp} = \frac{P}{L_{оп}};$

$$B_0 = \frac{q}{120} \cdot (\beta_k^5 - \beta_H^5) - \frac{q}{96} \cdot (\beta_k - \beta_H) - \frac{q}{24} \cdot (0,5 - \beta_k)^4,$$

где $q = \frac{P}{b}$ - распределённая нагрузка, воспринимаемая рабочим валком при прокатке полосы.

Величина α в расчётах деформации балки, лежащей на упругом основании, представляет собой показатель гибкости, характеризующий размеры балки и её жёсткость. Для определения α с учётом особенностей работы четырёхвалковой системы использованы экспериментальные данные, полученные на четырёхвалковых станах с различным отношением $L/D_{оп}$ и $D_p/D_{оп}$. В результате получена формула безразмерной величины α :

$$\alpha = \frac{1 - \nu_{раб}^2}{1 - \nu_{оп}^2} \cdot \frac{E_{оп}}{E_{раб}} \cdot \left[\left(878 \cdot \frac{L_1 \cdot L}{D_{оп}^2} + 1480 \right) \cdot \left(\frac{D_{раб}}{D_{оп}} \right)^2 - \left(1440 \cdot \frac{L_1 \cdot L}{D_{оп}^2} + 2350 \right) \cdot \frac{D_{раб}}{D_{оп}} + \left(618 \cdot \frac{L_1 \cdot L}{D_{оп}^2} + 885 \right) \right], \quad (7)$$

где $\nu_{раб}$ и $E_{раб}$, $\nu_{оп}$ и $E_{оп}$ - коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов соответственно рабочего и опорного валков; $L_1 \approx L + 2 \cdot a_{ши}$ - расстояние между точками приложения реакций опор.

Показатель гибкости α' получен на основе обобщения экспериментальных данных [1] (при

$$\frac{L}{D_{оп}} = 0,9 \div 2,0):$$

$$\alpha' = \frac{1-\nu_{раб}^2}{1-\nu_{оп}^2} \cdot \frac{E_{оп}}{E_{раб}} \cdot \left[\left(7,53 \cdot \frac{L_1 \cdot L}{D_{оп}^2} + 5,89 \right) \cdot \left(\frac{D_{раб}}{D_{он}} \right)^2 - \left(11,1 \cdot \frac{L_1 \cdot L}{D_{оп}^2} + 9,66 \right) \cdot \frac{D_{раб}}{D_{оп}} + \left(4,16 \cdot \frac{L_1 \cdot L}{D_{оп}^2} + 4,08 \right) \right], \quad (8)$$

где вспомогательные члены определяются из выражений:

$$\frac{k}{L} = -\frac{q}{2} \cdot \left[(1-\beta_H)^2 - (1-\beta_k)^2 \right];$$

$$\Phi = \frac{q}{24} \cdot \left[(1-\beta_H)^4 - (1-\beta_k)^4 \right];$$

Прерыватель: $\Gamma_{\beta H} = 1$ при $\xi \geq \beta_H$; $\Gamma_{\beta H} = 0$ при $\xi < \beta_H$.

Прогиб оси рабочего вала относительно края бочки может быть рассчитан по формуле:

$$y_{раб} = \alpha' \cdot \left[\frac{7a_2}{8!} - \left(\frac{a_0}{24} + \frac{420a_2}{8!} + \Phi + \frac{k}{6L} \right) + \frac{5a_2}{480} \xi^2 + \frac{a_0 + \frac{8k}{L}}{12} \cdot \xi^3 - \frac{a_0}{24} \cdot \xi^4 - \frac{8a_2}{6!} \cdot (\xi - 0,5)^6 + \Gamma_{\beta H} \cdot \frac{q}{24} \cdot (\xi - \beta_H)^4 \right]. \quad (9)$$

Часто при расчёте упругих деформаций рабочих валков определяют прогиб середины бочки вала относительно её края, т.е. определяют $y_{раб}$ при $x = \frac{L}{2}$ (или при $\xi = 0,5$). В этом случае формула (9) несколько упрощается, т.к. один её член, содержащий сомножитель $\xi - 0,5$, обращается в ноль. При определении стрелы прогиба на ширине b прокатываемой полосы из прогиба рабочего вала в середине бочки ($y_{\xi=0,5}$) вычитается прогиб его на краю полосы, т.е. $y_{раб}$ при $\xi = \beta_H$.

Выше приведённые формулы можно использовать также при расчётах межвалкового давления, в случае, когда между шейками рабочих валков приложены усилия $P_{пи}$ принудительного изгиба (противоизгиба) валков рис. 1. В этом случае применяем зависимости:

$$\left. \begin{aligned} a'_0 &= \frac{(8252 - 34\alpha)q'_{M.сп} - 13440B'_0\alpha}{13440 + 29\alpha}; \\ a'_2 &= 3 \cdot (q_{M.сп} - a'_0), \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\text{где } q'_{M.сп} = q_{M.сп} + \frac{2P_{пи}}{L};$$

$$B'_0 = B_0 + \frac{P_{пи} \cdot a_{пи}}{48L^2},$$

где $P_{пи}$ – усилие противоизгиба рабочих валков; $a_{пи}$ – плечо приложения силы противоизгиба.

Выше представленная методика расчёта позволяет определить целесообразность применения системы противоизгиба рабочих валков при прокатке холоднокатаных полос разной ширины. Следует отметить, что формулы (10) могут быть использованы с некоторым приближением и для расчётов

межвалкового давления, когда усилия $P_{\text{пи}}$ приложены между шейками рабочих и опорных валков. В этом случае следует поменять знак $P_{\text{пи}}$ на “минус”.

Прогиб опорных валков рассчитываем по методике Целикова А.И. [2], которая предполагает давление рабочего валка на опорный равномерно и рассчитывает прогиб опорного валка как балки, лежащей на двух опорах. Общая стрела прогиба валка складывается из прогиба валка от действия только изгибающих моментов $y_{1\text{оп}}$ и прогиба от действия поперечных сил, т.е. $y_{\text{оп}} = y_{1\text{оп}} + y_{2\text{оп}}$. Обе стрелы прогиба найдены с использованием теоремы Кастильяно, в результате получаем:

$$y_{1\text{оп}}^{0-\frac{L}{2}} = \left[\frac{P}{(18,8E_{\text{оп}}D_{\text{оп}}^4)} \right] \cdot (12L_1L^2 - 4L^2 - 4b^2 - 4b^2L + b^3); \quad (11)$$

$$y_{1\text{оп}}^{0-\frac{L}{2}} = \left[\frac{P}{(\pi G_{\text{оп}}D_{\text{оп}}^4)} \right] \cdot \left(L - \frac{b}{2} \right); \quad (12)$$

$$y_{2\text{оп}}^{b-\frac{L}{2}} = \left[\frac{P}{(18,8E_{\text{оп}}D_{\text{оп}}^4)} \right] \cdot (12L_1b^2 - 7b^3); \quad (13)$$

$$y_{2\text{оп}}^{b-\frac{L}{2}} = \frac{Pb}{(2\pi G_{\text{оп}}D_{\text{оп}}^2)}, \quad (14)$$

где $G_{\text{оп}}$ - модуль сдвига материала опорных валков ($G_{\text{оп}} = 8,1 \cdot 10^4 \text{ МПа}$).

Для определения влияния исходного и теплового профиля, а также износа валков на распределение и величину межвалкового давления методика [1] предлагает использовать решение для расчёта деформации сжатия δ (сближения осей) соприкасающихся валков:

$$\delta = \frac{2q}{\pi} \cdot \left[\frac{1-\nu_{\text{раб}}^2}{E_{\text{раб}}} \left(\ln \frac{2R_{\text{раб}}}{b_K} + 0,407 \right) + \frac{1-\nu_{\text{он}}^2}{E_{\text{он}}} \left(\ln \frac{2R_{\text{он}}}{b_K} + 0,407 \right) \right], \quad (15)$$

где b_K - полуширина площадки контакта валков, определяемая по формуле:

$$b_K = 1,128 \sqrt{\frac{\eta_K q R_{\text{раб}} R_{\text{он}}}{(R_{\text{раб}} + R_{\text{он}})}}, \quad (16)$$

где $\eta_K = \frac{(1-\nu_{\text{раб}}^2)}{E_{\text{раб}}} + \frac{(1-\nu_{\text{он}}^2)}{E_{\text{он}}}.$

Под δ в данном случае понимаются абсолютные величины профилировки или износа бочки валка в каждой части n , на которую разбивают валок, равных $\Delta x = \frac{L}{n}$. Предполагается, что часть межвалкового давления затрачивается на сжатие выпуклости профиля валков (δ на каждом из участков n).

Для определения этой части давления строят графики зависимостей: $b_K = f(q_M)$ – уравнение (16). По полученной номограмме зная конкретное значение δ_1 (величина выпуклости исходной

профилировки, тепловой профиль или износ валков на каждом из участков) определяем q_m . Далее уменьшаем усилие прокатки на величину, необходимую для сближения валков до соприкосновения их по всей длине бочки (площадь эпюры $q_{m,всп}$). После этого определяем межвалковое давление q_m для цилиндрических валков и корректируем полученные значения $q_m(n)$ в каждой части n наложением $q_m(n)$ и $q_{m,всп}$. Таким образом получаем эпюру межвалкового давления для действительного профиля валков.