

УДК 621.771.06

Веренев В. В.
Белобров Ю. Н.
Бобух И. А.

МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛИНИИ ГЛАВНОГО ПРИВОДА ПРОКАТНОЙ КЛЕТИ

Динамические нагрузки в линии привода прокатной клетки в период захвата полосы валками зависят от конструктивных параметров. Свидетельством этому кроме данных авторов работ [1–8] является полученная авторами ранее [9] на основании опытно-промышленных исследований эмпирическая зависимость коэффициента динамичности K_M на участке двигатель-редуктор от отношения двух низших собственных частот $n = \beta_2/\beta_1$.

$$a + \epsilon \cdot \sqrt{n^4 + 1} / (n^2 - 1). \quad (1)$$

Здесь для средних значений K_M $a = 0,167$, $\epsilon = 1,20$. Собственные частоты механической системы и их отношение зависят от конструктивных параметров линии. Чем «хуже» выбраны параметры, тем меньше n и тем больше K_M и относительная динамическая составляющая $\delta M_\partial = (M_{\partial \max} - M_{cm}) / M_{cm} = K_M - 1$.

В работах [2, 3, 4, 7] под термином «конструктивные» принято называть упруго-массовые параметры (жесткости C и моменты инерции Q) эквивалентной расчетной схемы. Решается задача оптимизации трех- или четырехмассовой системы. Даются рекомендации выбирать такие жесткости и моменты инерции, чтобы некоторые обобщенные показатели C_1 , C_2 или n , лежали в определенных пределах их изменения. При этом не указывается, как следует выбирать упруго-массовые параметры.

Проектанты оборудования в своей работе оперируют конкретными размерами элементов линии привода. В связи с этим цель работы состояла в том, чтобы предложить методику выбора оптимальных, а точнее рациональных, размеров основных элементов линии главного привода прокатной клетки, исходя из условия, что динамика системы будет ограничена заданной наперед величиной.

Методика оптимизации параметров разработана применительно к типовой схеме линии привода прокатной клетки, состоящей из двигателя, промежуточного вала, редуктора, шестеренной клетки, шпинделей и валковой системы. Во многих работах показано, что трехмассовая эквивалентная расчетная схема достаточно полно отражает частотные свойства линии привода, а ее математическая модель адекватно описывает переходный процесс при захвате полосы валками. При разработке методики учли, что приведенный к валкам момент инерции двигателя существенно больше момента инерции редуктора и валков. Кроме того, переходный процесс в электродвигателе клетей широкополосных станов горячей прокатки практически не оказывает влияния на динамику механической системы, по крайней мере, на первый пик момента сил упругости, по которому определяется коэффициент динамичности.

Указанные обстоятельства позволили на основании аналитического решения уравнений движения трехмассовой системы при условии мгновенного приложения нагрузки к валкам получить зависимость коэффициента динамичности K_M и отношения частот n от отношения m податливостей шпиндельного e_{23} и моторного e_{12} участков $m = e_{23}/e_{12}$:

$$K_M(m) = \mu \left[1 + \sqrt{\left[1 - 2m / (s + Rm)^2 \right] \left[1 - 4m / (s + Rm)^2 \right]} \right]; \quad (2)$$

$$n(m) = \sqrt{\left[(s + Rm)^2 / 2m \right] \cdot \left[1 + \sqrt{1 - 4m / (s + Rm)^2} \right]} - 1. \quad (3)$$

Здесь величины μ , s и R зависят только от отношений моментов инерции: двигателя Q_1 , редуктора Q_2 и валковой системы Q_3 .

Исследование полученных выражений показало, что при отношении податливостей:

$$m_9 = (\lambda_1 + \lambda_2) / \lambda_2 \cdot (1 + \lambda_1), \tag{4}$$

где $\lambda_1 = Q_1 / Q_2$, $\lambda_2 = Q_1 / Q_3$. K_M достигает максимума:

$$K_{M \max} = \mu \left[1 + \sqrt{1 + \lambda_1 \cdot (1 + \lambda_1 + \lambda_2) / 2\lambda_2} \right], \tag{5}$$

а n минимум:

$$n_{\min} = \sqrt{(1 + \lambda_3 + \sqrt{m_9}) / (1 + \lambda_3 - \sqrt{m_9})}, \tag{6}$$

как это показано на рис. 1, а. Здесь $\lambda_3 = Q_2 / Q_3$.

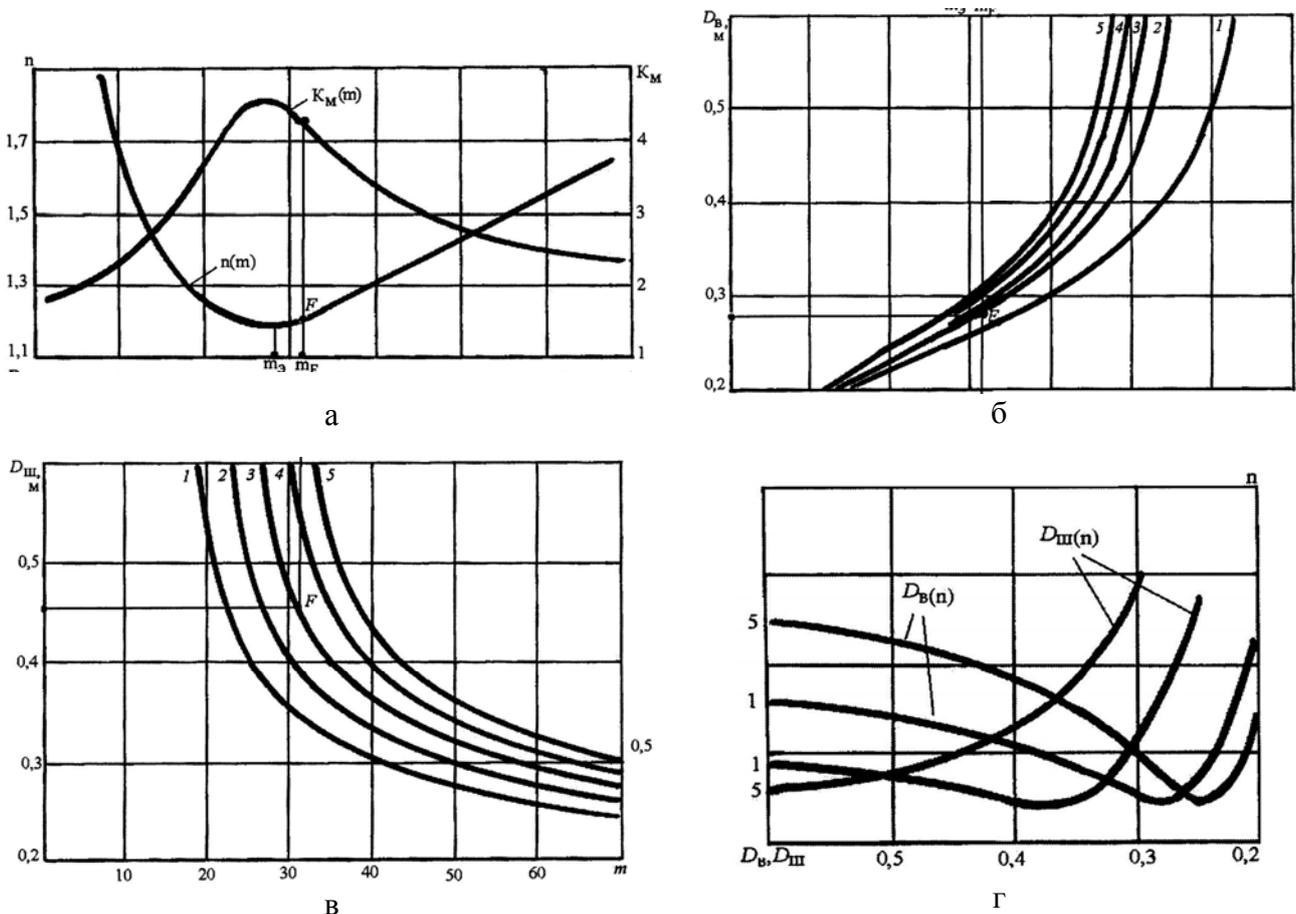


Рис. 1. Характерная зависимость коэффициента динамичности K_M на моторном участке, отношения частот n (а), диаметра промежуточного вала D_B (б) при $D_{ш} = 400$ мм (1), 460 мм (2), 500 мм (3), 550 мм (4), 600 мм (5) и шпинделя $D_{ш}$ (в) при $D_B = 240$ мм (1), 260 мм (2), 260 мм (3), 300 мм (4), 320 мм (5) от отношения m приведенных податливостей шпиндельного e_{23} и моторного e_{12} участков и зависимость n (г) от диаметров D_B при $D_{ш} = 400$ мм (1) и 600 мм (5) и $D_{ш}$ при $D_B = 240$ мм (1) и 320 мм (5)

Зависимости (2), (3) и построенные графики позволяют конструктору определить, в каком направлении следует изменять податливости e_{12} и e_{23} (при постоянных моментах инерции Q_1, Q_2, Q_3), чтобы двигаться в сторону уменьшения динамики, и эффективность их изменения. Варьируя моментами инерции с помощью подобных графиков легко определить путь их изменения, ведущий к уменьшению K_M и увеличению n .

Между коэффициентом динамичности K_m и отношением частот n имеется однозначная зависимость (5). Поэтому отношение n для рассмотренных систем линий привода принято в качестве критерия, по которому ведут оптимизацию конструктивных параметров. В то же время n можно рассматривать как своеобразную свертку, обобщенный критерий этих параметров. В работах [4, 5] в качестве оптимального рекомендуется принимать значение $n > 1,8$. При этом, как следует из (1), $K_m < 2$, что принято считать приемлемым.

Если оптимизировать линию привода клетки действующего стана с «плохими» параметрами, то без построения графиков (рис. 1, а) выбор численной величины n не столь очевиден. Как следует из рис. 1, а, для перехода от фактической величины $n_\phi = 1,27$ к $n = 1,8$ необходимо существенно изменить податливость системы. Чтобы перейти к конкретным размерам, например, промежуточного вала и тела шпинделей, которые вносят основной вклад соответственно в податливости e_{12} и e_{23} ; выражения последних запишем в виде: $e_{12} = e_{120} + c \cdot L_g / D_g^4$, $e_{23} = E_{230} + d \cdot L_{ш} / D_{ш}^4$, где a и b константы. После подстановки их в отношение $m = e_{23} / e_{12}$ получили следующие аналитические зависимости для провала (аналогично для шпинделя): $L_g(m) = D_g^4 \cdot (d - m \cdot c) / m$ при $D_g = \text{const}$ и $D_{ш}(m) = \sqrt[4]{m \cdot L_g / d - m \cdot c}$ при $L_{ш} = \text{const}$ при постоянстве размеров других элементов. Здесь c и d постоянные для каждой клетки.

На рис. 1, б, в приведены графики для диаметра промежуточного вала и тела шпинделя поскольку в клетки действующего стана проще изменить их диаметр, чем длину. Аналогичным образом получили зависимости $D_v(n)$ и $D_{ш}(n)$, которые приведены на рис. 1, г.

Фактическим размерам вала, шпинделя и отношения m на рисунке соответствует точка F , при этом m_F лежит вблизи m_3 . С помощью представленных графиков можно рассмотреть варианты возможных изменений. Так при уменьшении диаметра провала от 280 мм (см. рис. 1, б) необходимо пройти «наихудшую» точку и начать подъем по левой ветви кривой $n(m)$. При $D_v = 200$ мм достигается $n = 1,45$. Чтобы принять такой вариант, необходимо провести дополнительно расчеты на прочность. При переходе по кривой 2 к размерам 400–500 мм $n = 1,4$ – $1,45$ при существенном увеличении массы вала. Если уменьшить диаметр шпинделя (кривая 5) до 400 мм, то увеличение D_v до 500 мм обеспечивает $n > 1,5$. Уменьшение диаметра тела шпинделя (с 460 мм до 300 мм) ведет к уменьшению динамики ($n = 1,5$). Если одновременно изменить диаметр провала до 400 мм, а $D_{ш}$ до 370 мм, получаем $n = 1,53$.

Из рис. 1, г видно, что неблагоприятному отношению жесткостей m_3 соответствуют неблагоприятные размеры провала и шпинделя, при которых $n = n_{\min}$, а $K_m = K_{m\max}$. Левая и правая ветви кривых $D_v(n)$ $D_{ш}(n)$ соответствуют правой и левой кривой $n(m)$. Возможны варианты, когда оптимизацию удастся вести только по одной ветви кривой, например, по $D_{ш}(m)$, $D_{ш}(n)$ на рис. 1, в, г ($D_{ш} < 600$ мм).

Преимущество предложенного метода состоит в том, что конструктору предоставляются наглядные графики, по которым он определяет в какую сторону и насколько следует изменять диаметр провала и шпинделя, чтобы уменьшить динамичность линии привода, и насколько эти изменения эффективны. Аналогичные графики строят для вала двигателя, вала-шестерни редуктора, шестеренных валков.

При проектировании новых станов возможности выбора оптимальных параметров существенно расширяются за счет изменения не только диаметра, но и длины валов. Разработаны зависимости для оптимальных размеров полых валов, применение которых позволяет одновременно уменьшить их металлоемкость. Разработаны также зависимости для выбора оптимальных размеров таких сосредоточенных масс, как вал-шестерня и колеса редуктора.

Результаты моделирования и натуральных измерений момента сил упругости на моторном и шпиндельном участках показывают, чем больше n , тем меньше влияние на ударные нагрузки оказывают износ и зазоры в сочленениях линии привода. При достижении

условия $n \geq 1,8$ величину коэффициента динамичности $K_M = 1,5-1,8$ при нулевых зазорах можно считать удовлетворительной. Однако в действительности зазоры не равны нулю. По этой причине, согласно измерениям, в клетях, где $n = 2,5-4$. $K_M = 2-2,5$, что является существенной величиной. В таких линиях привода уменьшить влияние зазоров можно за счет увеличения податливости линии путем уменьшения диаметра валопровода, увеличения длины шпинделей или установки податливых муфт.

Институтом черной металлургии НАНУ и ЗАО «Новокраматорский машиностроительный завод» разработана методика выбора рациональных параметров для клетей, действующих и проектируемых станов. Она применима также для клетей заготовочных, сортовых и проволочных станов с аналогичной описанной выше кинематической схемой линии привода. В основу методики положены аналитические соотношения, что позволяет получить ряд «хороших» решений, из которых конструктор выбирает наиболее подходящие для практического воплощения.

Разработана соответствующая компьютерная программа по оптимизации параметров, которая используется в качестве подсистемы автоматизированного проектирования главных линий клетей прокатных станов.

ВЫВОДЫ

Разработана методика выбора оптимальных (рациональных) конструктивных параметров линии главного привода прокатной клетки. Предусмотрена оптимизация не только упругомассовых параметров, но непосредственно размеров основных элементов линии (промежуточного вала, шпинделей, вала-шестерни, колес редуктора). В качестве критерия динамичности принято отношение n двух низших собственных частот, величина которого выбирается исходя из эмпирической зависимости коэффициента динамичности от n .

Методика используется для оценки динамичности и реконструкции клетей действующих, а также при проектировании новых станов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников. – Киев : Наукова думка, 1986. – 288 с.
2. Голубенцев А. И. Интегральные методы в динамике / А. И. Голубенцев. – К. : Техніка, 1967. – 350 с.
3. Адамия Р. Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов / Р. Ш. Адамия. – М. : Металлургия, 1978. – 232 с.
4. Лошкарёв В. И. Определение параметров трехмассовой системы, обеспечивающих заданные коэффициенты динамичности // Теория механизмов и машин : Харьков. – 1971. – Вып. 10. – С. 33–37.
5. Коцарь С. Л. Выбор параметров приводных линий прокатного стана / С. Л. Коцарь, М. Я. Ройзен // Металлургическое оборудование. Оборудование для прокатного производства : НИИинформтяжмаш. – М., 1975. – С. 16–19.
6. Карaban В. Н. Исследование переходных процессов в механических системах / В. Н. Карaban, И. Н. Карaban // Динамика и прочность машин : респ. н-тех. сб. : Харьков. – 1974. – Вып. 19. – С. 85–91.
7. Киркач Н. Ф. Выбор параметров механических передач по максимальным значениям упругих моментов в переходных режимах работы / Н. Ф. Киркач, В. С. Гапонов, Л. В. Курмаз // Вестник ХПИ. – Машиностроение. – 1979. – Вып. 10. – С. 55–58.
8. J. Wright Mill drive system to minimize torque amplification / J. Wright // Iron and Steel Engineer. – 1976. – P. 56–60.
9. Веренев В. В. Уменьшение динамических нагрузок в приводе широкополосных станов / В. В. Веренев, В. И. Большаков, Ю. Н. Белобров, И. А. Бобух // Сталь. – 1999. – № 1. – С. 35–38.

Веренев В. В. – канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник ИЧМ НАНУ;

Белобров Ю. Н. – канд. техн. наук, гл. конструктор прокат. оборуд. ЗАО «НКМЗ»;

Бобух И. А. – доц. каф. АММ ДГМА.

ИЧМ НАНУ – Институт черной металлургии Национальной академии наук Украины, г. Днепропетровск;

ЗАО «НКМЗ» – ЗАО «Новокраматорский машиностроительный завод», г. Краматорск;

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

E-mail: amm@dgma.donetsk.ua