

Рис. 3. Силовые параметры асимметричной прокатки в чистой клетке стана 3600 при регулировании величины скоростной асимметрии: 1, 2 - электромагнитные моменты верхнего и нижнего рабочих валков; 3 - момент сил упругости в шпинделе привода верхнего валка; 5, 6 - момент прокатки на верхнем и нижнем валках.

Из проведенного исследования сделаны следующие выводы:

1. С целью уменьшения амплитуды колебания скоростей трансмиссий (особенно рабочих валков) необходимо захват металла валками производить при минимальном рассогласовании скоростей, а выход на заданное рассогласование скоростей производить путем введения автоматической обратной связи по скорости, включающейся в работу после заполнения очага деформации.
2. Колебание скоростей валков при захвате металла и регулирование скоростной асимметрии не привело к опасному снижению коэффициента трения в очаге деформации и пробуксовке валков.
3. Выход на заданное рассогласование скоростей после регулирования возможен только при совместном регулировании напряжения на двигателях ведущего и ведомого валков.
4. Проведенное регулирование скоростей не ведет к появлению значительных динамических добавок в трансмиссиях валков.

УДК 621.22

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ІМІТАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУКАВІВ ВИСОКОГО ТИСКУ

В.І. Савуляк, Ж.П. Дусанюк, С.В. Дусанюк, Вінницький державний технічний університет

Рукава високого тиску (РВТ) в гідроприводах технологічних машин використовуються як транспортні артерії для рідини, яка є носієм енергії, від насосної станції до виконавчих двигунів. У відповідності до циклограми робочого процесу машини, навантажень та збурень, змінюються і параметри енергопотoku. При цьому

ЛИТЕРАТУРА

1. Ленский Л.М. Исследование автоколебаний в главной линии станков при прокатке с принудительным рассогласованием скоростей // *Сталь*. - 1984г. - N 12. - 36 - 37.
2. Динамика и прочность прокатного оборудования / Ф. К. Иванченко, П.И. Полухин, М.А. Тылкин и др. / - М.: *Металлургия*. - 1970г. - 486 с.
3. Лехов О.С. Динамические нагрузки в линии привода обжимных станков. - М.: *Машиностроение*. - 1975г. - 184 с.
4. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Автоколебания в прокатных станах, возбуждаемые неустойчивым процессом прокатки // *Тезисы докладов международного симпозиума по динамике тяжелых машин горной и металлургической промышленности*. 1974г., - Донецк. - с.155 - 163.
5. А.П. Чекмарев, А.А. Динник *Динамика неустойчивого процесса прокатки (буксования)* Сб. "Прокатное производство". Тр. ИЧМ, Днепропетровск, 1957г. с.3 - 8.
6. А.П. Чекмарев, С.Н. Филипов, А.А. Динник *Исследование условий захвата при заполненном очаге деформации (установившейся процесс прокатки)* Сб. "Прокатное производство". Тр. ИЧМ. т.ХІ, АН УССР, 1957г., с. 3-17.
7. Голубев Т.М., Зайков М.Р. *Опережение и коэффициент трения при прокатке* // *Исследование процессов ОМД: Труды СМИ*. - Свердловск, *Металлургияиздат*, 1954г. - Вып. 1. - с. 69 - 120.
8. Грудев А.П. *Внешнее трение при прокатке*. - М.: *Металлургия*, 1953г. - 289с.
9. Кожевников С.Н. *Динамика машин с упругими звеньями*. - Киев: Изд. АН УССР. 1961г. - 218 с.
10. Иванченко Ф.К. *Механика приводов технологических машин*. - Киев: "Вища школа", 1986г. - 152 с.
11. Адамия Р.Ш. *Оптимизация динамических нагрузок прокатных станков*. - М.: *Металлургия*. 1978г. - 232 с.
12. Пановко Я.Г. *Основы прикладной теории упругих колебаний*. - М.: *Машгиздат*. 1967г. - 173 с.
13. Поваляев В.Д., Горелик В.С., Гладчук Е.В. *Моделирование главной линии листопрокатной клетки с конструктивно-асимметричным индивидуальным приводом валков*. "Известия вузов. Черная металлургия". - 1990г. - N 5 - с. 82 - 84.

змінюються як витрати (кількість рідини, що протікає через поперечний переріз РВТ за одиницю часу) так і миттєвий тиск. Ці зміни можуть мати стохастичний характер або формуватись у вигляді хвилових процесів (в т.ч. перехідних). В будь-якому випадку проектування гідроприводів вимагає врахування в їх моделях статичних

та динамічних характеристик всіх елементів РВТ включно.

Дослідженнями [1] експериментально встановлені деякі з згаданих характеристик для детермінованих конструкцій та розмірів РВТ. Проте повністю визначити їх для всього простору параметрів приводів, де це актуально - неможливо.

В цій роботі автори зробили спробу запропонувати інженерну методику та алгоритм розрахунків статичних характеристик РВТ для конструкцій з довільним числом металевих обплетень та гумових шарів. В якості основної характеристики прийнято коефіцієнт статичної податливості, який оброблюється за формулою

$$K(p) = \frac{\Delta W}{W_0} \frac{1}{\Delta p}, \quad (1)$$

де ΔW - зміна об'єму порожнини А рукава з робочою рідиною (рис. 1);

W_0 - об'єм порожнини А рукава під тиском $p = 0$;

Δp - зміна тиску робочої рідини в рукаві, яка викликає зміну об'єму на ΔW .

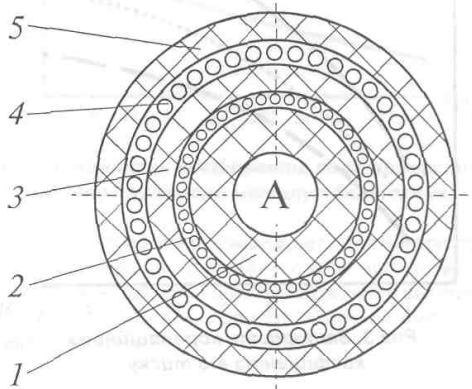


Рис.1. Схема поперечного перерізу РВТ з двома металевими обплетеннями:
1,3 - робочі гумові шари; 2,4 - металеві обплетення; 5 - захисний гумовий шар.

На рис. 1 наведена схема типової конструкції РВТ з двома металевими обплетеннями та трьома гумовими шарами. Тиск робочої рідини, що передається по внутрішній порожнині А трубопроводу до гідродвигунів, діє на внутрішню поверхню гумового шару 1, який пружно деформується. При цьому він тисне на металеве обплетення 2, яке, деформуючись, тисне на гумовий шар 3 і так далі. Очевидно, що напружено-деформований стан у всіх шарах РВТ по різних напрямках практично симетричний, тому в подальшому перейдемо до розгляду елементарного об'єму стінки трубопроводу з площею умовної фіксованої поверхні Н.

На рис. 2 показана запропонована реологічна модель РВТ, створена на базі реологічної моделі Фойгта (в'язко-пружне середовище з запізненням) [1]. На моделі за рис. 2 показано: B_1, B_2, B_3 - внутрішні поверхні відповідних гумових шарів; H_1, H_2, H_3 - зовнішні поверхні відповідних гумових шарів; C_{r1}, C_{r2}, C_{r3} - жорсткість відповідного гумового шару; C_{M1}, C_{M2} - жорсткість відповідного металевго обплетення; $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ - коефіцієнти внутрішнього тертя (демпфування) в гумових шарах. Реальна товщина гумових шарів значно перевищує товщину металевих обплетень. Припускаємо, що внутрішній та зовнішній діаметри металевих обплетень

рівні (тонкостінна оболонка) і відповідно рівні їх діаметри. Наслідком цього припущення є також рівність відповідних площ: $H_1 = B_2; H_2 = B_3$ і т. д.

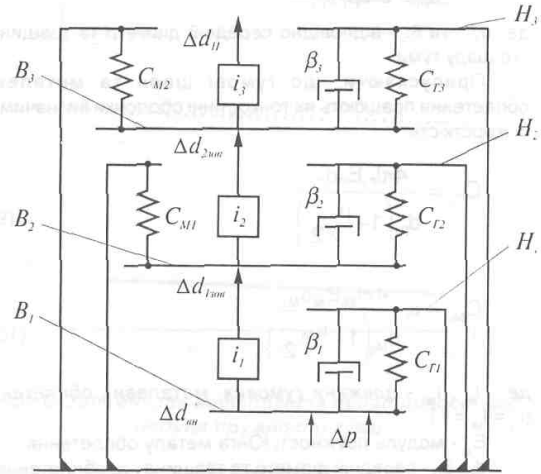


Рис.2. Розрахункова модель РВТ з двома металевими обплетеннями.

Тиск та деформації передаються через відповідні шари від внутрішньої поверхні на зовнішню з передаточними відношеннями i_1, i_2, i_3 .

Розглянемо вплив параметрів описаної моделі на коефіцієнт статичної податливості. Оскільки статичні характеристики визначаються після закінчення перехідних процесів, то $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = 0$.

Позначимо середні діаметри гумових шарів відповідно d_1, d_2, d_3 , а їх зміни (деформації) під дією коливань тиску робочої рідини в трубопроводі через $\Delta d_1, \Delta d_2, \Delta d_3$ і т.д. Враховуючи зміну товщини гумового шару $\Delta \delta$, представимо зовнішній та внутрішній діаметр шару

$$\Delta d_{1\text{зов}} = \Delta d_1 + 0.5\Delta \delta_1, \quad (2)$$

$$\Delta d_{1\text{вн}} = \Delta d_1 - 0.5\Delta \delta_1, \quad (3)$$

Використовуючи закон Гука [3], співвідношення (2) та (3) приймуть вигляд

$$\Delta d_{1\text{зов}} = \frac{\sigma_r}{E_r} \left(\frac{l}{\pi} + 0.5\mu_r \delta_1 \right), \quad (4)$$

$$\Delta d_{1\text{вн}} = \frac{\sigma_r}{E_r} \left(\frac{l}{\pi} - 0.5\mu_r \delta_1 \right), \quad (5)$$

де σ_r - напруження в шарі гуми;
 E_r - модуль пружності Юнга гуми;
 l - довжина трубопроводу;
 μ - коефіцієнт Пуассона гуми;
 δ_1 - товщина 1-го гумового шару.

$\Delta d_{1\text{зов}} / \Delta d_{1\text{вн}} = i_1$ - це передаточне відношення по деформації 1-го гумового шару. Отже

$$i_1 = \frac{l/\pi - 0.5\mu_r \delta_1}{l/\pi + 0.5\mu_r \delta_1}, \quad (6)$$

або через середній діаметр шару

$$i_1 = \frac{d_1 - 0.5\mu_r \delta_1}{d_1 + 0.5\mu_r \delta_1}, \quad (7)$$

Аналогічно для і-го шару гуми

$$i_1 = \frac{d_{r1} - 0.5\mu_r\delta_{r1}}{d_{r1} + 0.5\mu_r\delta_{r1}}, \quad (8)$$

де d_{r1} та δ_{r1} - відповідно середній діаметр та товщина і-го шару гуми.

Припускаючи, що гумові шари та металеві обплетення працюють як тонкостінні оболонки визначимо їх жорсткість

$$C_{r1} = \frac{4\pi I_r E_r \delta_{r1}}{d_{r1} \left(1 - \frac{\mu_r}{2}\right)}, \quad (9)$$

$$C_{m1} = \alpha \frac{4\pi I_m E_m \delta_{m1}}{d_{m1} \left(1 - \frac{\mu_m}{2}\right)}, \quad (10)$$

де I_r, I_m - довжини гумових, металевих обплетень ($I_r = I_m = 1$);

E_m - модуль пружності Юнга металу обплетення;

d_{m1}, δ_{m1} - середній діаметр та товщина і-го обплетення;

μ_m - коефіцієнт Пуассона металу обплетення;

α - коефіцієнт кореляції, що враховує відмінність

металевого обплетення від тонкостінної металевої

оболонки (трубки) та його залежність від тиску.

Рівняння роботи тиску робочої рідини по деформації стінок РВТ в статичі має вигляд

$$\Delta p F = C_{r1} \Delta d_{1ов} + \Delta d_{13ов} (C_{m1} + C_{r2}) + \Delta d_{23ов} (C_{m2} + C_{r3}) \quad (11)$$

де Δp - приріст тиску,

F - площа перерізу внутрішньої порожнини РВТ з робочою рідиною.

Шляхом підстановок $\Delta d_{13ов}, \Delta d_{23ов}$ через передаточні відношення i_1, i_2 з урахуванням відомого виразу статичного коефіцієнта податливості по формулі (1) одержуємо залежність $K(p)$ від конструктивних параметрів РВТ

$$K(p) = \frac{2\pi l}{C_{r1} + i_1(C_{m1} + C_{r2}) + i_1 i_2 (C_{m2} + C_{r3})} \quad (12)$$

або

$$K(p) = \frac{2\pi}{\left(\frac{4\pi E_r}{1 - \mu_r/2} \right) \left(\frac{\delta_{r1}}{d_{r1}} + i_1 \frac{\delta_{r2}}{d_{r2}} + i_1 i_2 \frac{\delta_{r3}}{d_{r3}} \right) + \alpha \left(\frac{4\pi E_m}{1 - \mu_m/2} \right) \left(i_1 \frac{\delta_{m1}}{d_{m1}} + i_1 i_2 \frac{\delta_{m2}}{d_{m2}} \right)} \quad (13)$$

Для РВТ з n металевими обплетеннями виведені залежності дозволяють визначити статичні

$$K(p) = \frac{2\pi l}{C_{r1} + i_1(C_{m1} + C_{r2}) + i_1 i_2 (C_{m2} + C_{r3}) + \dots + i_1 i_2 \dots i_n (C_{m_n} + C_{r_{n+1}})} = \frac{2\pi}{\left(\frac{4\pi E_r}{1 - \mu_r/2} \right) \left(\frac{\delta_{r1}}{d_{r1}} + i_1 \frac{\delta_{r2}}{d_{r2}} + i_1 i_2 \frac{\delta_{r3}}{d_{r3}} + \dots + i_1 i_2 \dots i_n \frac{\delta_{r_{n+1}}}{d_{r_{n+1}}} \right) + \frac{2\pi}{\alpha \left(\frac{4\pi E_m}{1 - \mu_m/2} \right) \left(i_1 \frac{\delta_{m1}}{d_{m1}} + i_1 i_2 \frac{\delta_{m2}}{d_{m2}} + \dots + i_1 i_2 \dots i_n \frac{\delta_{m_n}}{d_{m_n}} \right)}} \quad (14)$$

характеристики: жорсткість гумових, металічних обплетень, коефіцієнт податливості через конструктивні параметри та властивості матеріалу РВТ за допомогою розроблених програм для ЕОМ.

Порівняння результатів експериментальних досліджень коефіцієнта податливості [3] та імітаційні розрахунки формулою (10) дозволили визначити кореляційний коефіцієнт α для конструкції РВТ з 2-ма металічними обплетеннями. Встановлена нелінійна залежність коефіцієнта α від тиску (рис. 3). Нелінійність пояснюється наявністю декількох етапів деформації РВТ: послідовна деформація гумових шарів, впорядкування розташування проволочок, розтягування металевих обплетень.

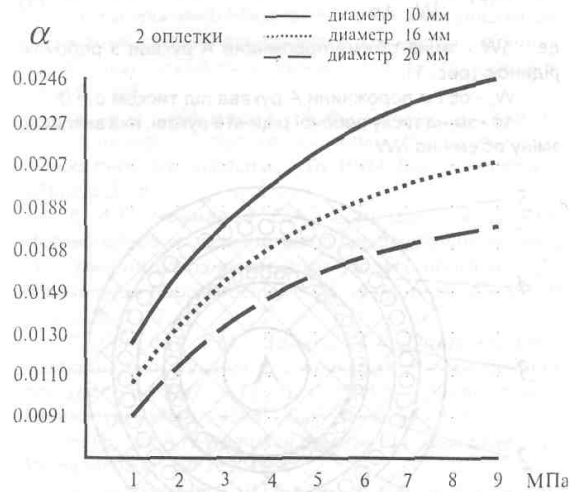


Рис. 3. Залежність кореляційного коефіцієнта від тиску.

На рис. 4 показана залежність жорсткості металевого обплетення від тиску для різних діаметрів РВТ. Внаслідок впорядкування металевих обплетень, контактних деформацій між окремими проволочками з ростом тиску жорсткість швидко зростає, прямує до сталого значення.

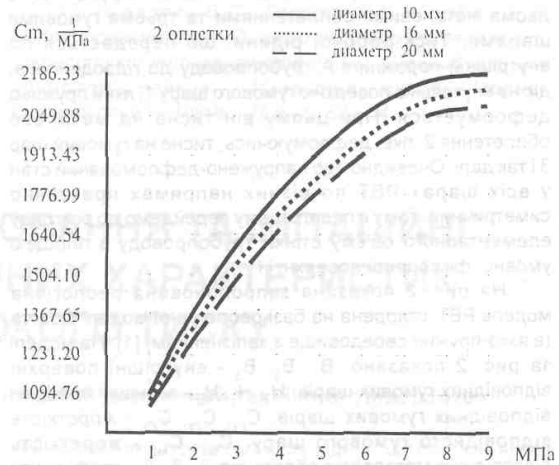


Рис. 4. Залежність жорсткості металевих обплетень від тиску.

Коефіцієнт податливості РВТ (рис. 5,6) носить комплексний характер, що враховує одночасно роботу всієї системи "гума-металева оболонка-гума і т.д." Модуль пружності матеріалу металевого оболонка викликає суттєві зміни величини коефіцієнта податливості РВТ, в той час, коли пружні властивості гуми практично не впливають, оскільки модуль пружності E_R значно менший по величині.

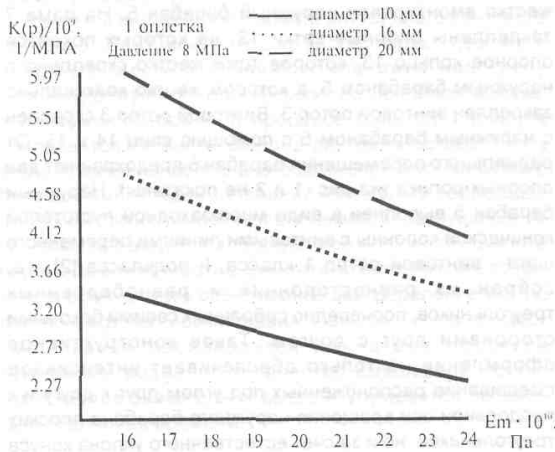


Рис. 5. Залежність коефіцієнта податливості від модуля пружності металу оболонки.

Практично можна рекомендувати для використання в РВТ високоякісну леговану сталь, що дозволить підвищити їх жорсткість і знизити ймовірність виникнення хвилових та перехідних процесів із значною амплітудою коливань тиску.

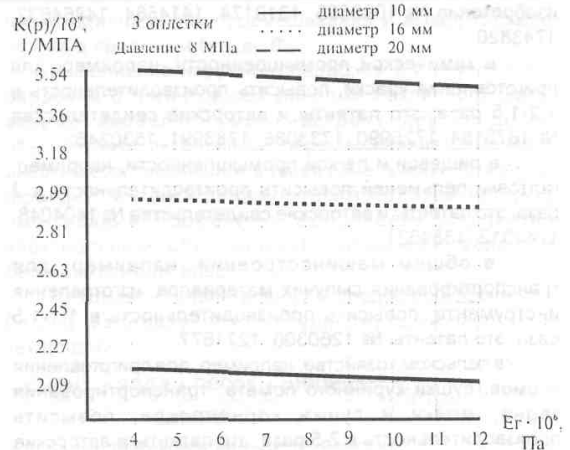


Рис. 6. Залежність коефіцієнта податливості від модуля пружності гуми.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гидроприводы сельскохозяйственных машин. Немировский И.А., Маркин В.Ф., Серeda Л.П., Яницкий В.В. - Киев. - Техніка, 1979 - 139с.
2. Дусанюк Ж.П. Волновые процессы в гидросистемах с нелинейными упругими свойствами трубопроводов. Дисс. канд. техн. наук. - Винница, 1990 - 255с.
3. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. - Киев. Наукова думка. 1975 - 703с.

УДК 621.9.048.6.04

ВИБРАЦИОННО-КОНВЕЙЕРНЫЙ СПОСОБ ПРИГОТОВЛЕНИЯ БЕТОНА И РАСТВОРА

Серга Г.В., Резниченко С.М., Ляу А.В.,
Кубанский государственный аграрный университет, г. Краснодар, Россия

Одним из перспективных путей повышения эффективности производства является широкое использование конвейерных машин - оборудования непрерывной обработки на основе роторной техники, в том числе винтовых роторов, создание которых является неоспоримым российским приоритетом. Для оборудования непрерывной обработки характерно выполнение технологического процесса во время транспортирования предметов обработки в неориентированном состоянии через рабочее пространство рабочих органов с произвольной скоростью. Такая возможность совмещения транспортных и технологических функций в одной установке реализуется за счет использования рабочих органов с дискретно расположенными по периметру, разнонаправленными по отношению к винтовым линиям плоскими элементами, названными ВИНТОВЫМИ РОТОРАМИ [1].

Основными признаками, отражающими сущность рабочего процесса в винтовых роторах, является наличие по периметру разнонаправленных винтовых линий

(канавок), а также дискретно расположенных по отношению к этим винтовым линиям и друг к другу плоских элементов. Комбинирование величины и направления винтового параметра в сочетании с геометрическими параметрами плоских элементов позволяет внутри винтовых роторов не только создавать и осуществлять колебания с большой амплитудой перемещения (10-100 и более мм) и с малой частотой колебаний (0,1-5 Гц), но и управлять колебательным процессом этих предметов обработки, уменьшая, или увеличивая при этом транспортный или технологический эффект. Таким образом, в винтовых роторах удалось совместить эффект вибрационного и конвейерного воздействия на предметы обработки, что позволяет:

- в машиностроении, например, для отделочно-зачистной обработки на отдельных ее разновидностях (черновая обработка, снятие заусенцев и т.п.) высвободить от 1 до 3 рабочих, повысить производительность в 1,5-5 раз, они защищены патентами и авторскими свидетельствами на