



**ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - СОФИЯ
ФИЛИАЛ – ПЛОВДИВ**

**Факултет „Машиностроене и уредостроене“
Катедра „Машиностроителна техника и технологии“**

маг. инж. Пламен Пламенов Касабов

**ИЗСЛЕДВАНЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ НА СТАБИЛНОСТТА НА
АНТИВИБРАЦИОННИТЕ ИНСТРУМЕНТИ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.1. Машинно инженерство

Научна специалност: „Рязане на материалите и режещи
инструменти“

Научен ръководител: доц. д-р инж. Ангел Попаров

ПЛОВДИВ, 2025 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „Машиностроителна техника и технологии“ към Факултет „Машиностроене и уредостроене“ на ТУ-София, филиал - Пловдив на редовно заседание, проведено на 17.09.2025 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 05.02.2026 г. от 15:00 часа в зала 3206 на Технически университет – София, филиал - Пловдив на открито заседание на научното жури, определено със заповед № ОЖ-5.1-90/15.10.2025 г. на Ректора на ТУ-София в състав:

1. проф. д-р инж. Вълчо Николов Николов – председател
2. доц. д-р инж. Райчо Петров Райчев – научен секретар
3. проф. д-р инж. Снежина Ангелова Андонова
4. проф. д-р инж. Галина Иванова Николчева
5. доц. д-р инж. Иван Маринов Амуджев

Рецензенти:

1. проф. д-р инж. Галина Иванова Николчева
2. доц. д-р инж. Иван Маринов Амуджев

Материалите по защитата са на разположение на интересувашите се в канцеларията на Факултет „Машиностроене и уредостроене“ на ТУ-София, филиал - Пловдив, Корпус 4, кабинет № 4239.

Дисертантът е задочен докторант към катедра „Машиностроителна техника и технологии“ на факултета „Машиностроене и уредостроене“. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от научноизследователски проекти.

Автор: маг. инж. Пламен Пламенов Касабов

Заглавие: Изследване и оптимизация на стабилността на антивибрационни инструменти

Тираж: 30 броя

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД ¹

Актуалност на проблема

В съвременното металообработване повишаването на производителността и качеството на обработваните повърхнини е свързано с използването на високоскоростни и високоточни обработки. Един от ключовите проблеми при струговане и особено при дълбоко вътрешно струговане е възникването на нежелани вибрации (трептения), които водят до:

- намаляване на точността и влошаване на грапавостта на обработената повърхност;
- повишено износване и риск от разрушаване на инструмента;
- ограничаване на режимите на рязане и производителността;
- увеличаване на разходите за инструментална екипировка.

Борщангите (удължени държачи за вътрешна обработка) са особено чувствителни към явленията на динамична нестабилност, поради високото съотношение между дължина и диаметър. Темата е много актуална, защото стабилността на антивибрационните инструменти е ключова за съвременното металообработване, като тя има ясно изразен научно-приложен и практически характер.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване

Целта на настоящата дисертационна работа е проектиране и изследване на поведението на работа на антивибрационна щанга за растъргване на отвори при различни режими на работа.

- За постигане на целта е необходимо да се решат следните задачи:
- Разработване на идеен проект на конструкция на антивибрационна щанга с настроен масов демпфер (TMD).
- Аналитично определяне на основните размери и характеристики на инструмента.
- Конструирание и аналитично определяне на размери и характеристики на настроения масов демпфериращ елемент.
- Верификация на предложената конструкция и заложената характеристика на инструмента в симулация по метода на крайните елементи (FEM) в среда на SolidWorks Simulation.
- Експериментално изследване на статичната и честотна характеристика на инструмента.
- Експериментално изследване поведението на инструмента при различни с режими на рязане.

Научна новост

1. Създаване на методика за проектиране и разработване на конструкция на антивибрационна щанга подобряваща амплитудно-честотната характеристика (АЧХ) при разстъргване на дълбоки отвори.
2. Интегриране на Matlab-базирана изчислителна програма за проверка и оптимизация на настройката на масовия демпфер.
3. Предложената конструкция и настройка на TMD способства за подобряване на качествените параметри на обработваните отвори.

Практическа приложимост

Получените в дисертационния труд резултати имат ясна практическа насоченост към машиностроителната индустрия и производствените предприятия, извършващи високоточна обработка на дълбоки отвори. Разработената методика за проектиране и оптимизация на антивибрационни борщанги с интегрирани настроени масови демпфери (TMD) позволява:

- конструиране на борщанги с повишена динамична устойчивост и разширена работна област на стабилност;
- съществено намаляване на вибрациите по време на процеса на разстъргване, което води до по-добро качество на повърхността и намалени геометрични отклонения;
- удължаване на експлоатационния живот на инструментите чрез редуциране на динамичното натоварване и износването;
- оптимизиране на технологичните режими на рязане, което повишава производителността и надеждността на процеса.

Практическите резултати могат да бъдат внедрени както в конвенционални стругови машини, така и в CNC обработващи центри, което ги прави приложими в условията на серийно и единично производство. Изградените числени модели и предложената методика за настройка на TMD могат да бъдат използвани при разработването на нови инструменти и при модернизация на съществуващи системи.

Апробация

Части от резултати от дисертационния труд са апробирани чрез участие в национални и международни научни форуми. Част от разработките са представени и дискутирани пред академичната и професионалната общност, както следва:

- Младежки форум „Наука, технологии, иновации, бизнес“, 2022 и 2025 г., ISSN 2367-8569;
- XIII Международна научно-техническа конференция „Environment. Technology. Resources“, 2021 г., Резекне, Латвия.

Публикации

Във връзка с темата на дисертацията са публикувани три научни статии – две в сборници от национални научни форуми и една в международна рецензирана конференция с индексване в бази данни. И трите статии са в съавторство.

Една от публикациите има обзорец характер и представя съвременното състояние на антивибрационните технологии и инструменти за разстъргване на дълбоки отвори. Тя служи като теоретична основа за формулиране на целите и задачите в дисертационния труд.

Втората публикация е методическа и е посветена на разработването на алгоритъм за изследване на собствените честоти на антивибрационна борщанга. В нея са изложени принципите и процедурите, част от които впоследствие са използвани при числения и експериментален анализ в дисертацията.

Третата публикация е експериментална и разглежда влиянието на подаването и скоростта на рязане върху грапавостта на повърхността при разстъргване на алуминий с антивибрационна борщанга. Получените резултати служат като емпирична база за верифициране на изводите от дисертационното изследване.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от **128** страници, като включва увод, **4** глави за решаване на формулираните основни задачи, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо **114** литературни източници, като **92** са на латиница и **23** на кирилица, а останалите са интернет адреси. Работата включва общо **101** фигури и **10** таблици. Номерата на фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА 1. ОБЗОР ПО ПРОБЛЕМА

1.1. Въведение

Вибрациите, възникващи в процесите на механична обработка, са сред най-сериозните фактори, които ограничават производителността и точността на съвременното машиностроене. Според данни от редица изследвания, над 20% от бракуваните детайли в серийното производство са пряко свързани с динамична нестабилност в системата „машина – приспособление – инструмент – детайл“ (МПИД). Освен прякото влияние върху качеството, вибрациите водят до ускорено износване на инструментите, повишена консумация на енергия и увеличени производствени разходи.

В условията на глобална конкуренция и нарастващи изисквания за устойчиво производство, проблемът придобива още по-голяма актуалност. Оптимизирането на процесите с оглед на тяхната стабилност не само подобрява точността и надеждността, но и допринася за намаляване на отпадъка, по-нисък въглероден отпечатък и по-висока енергийна ефективност. Следователно контролът на вибрациите е едновременно технически, икономически и екологичен въпрос.

1.2. Основни видове вибрации в механичната обработка

Динамичното поведение на МПИД системата е изключително сложно и зависи от множество фактори – геометрията и материалите на инструмента, механичните свойства на заготовката, кинематиката на процеса и условията на закрепване. В литературата се разграничават няколко основни типа вибрации:

- Принудителни вибрации – възникват в резултат на външни периодични сили като дисбаланс на въртящи елементи, дефекти в лагерите или зъбните предавки. Те се проявяват при конкретни честоти и често могат да се елиминират чрез балансиране или подобрена конструкция на възлите.
- Самовъзбуждащи се вибрации – резултат от взаимодействието между инструмента и материала.
- Резонансни вибрации – възникват при съвпадение на възбуждащата честота с една от собствените честоти на системата. При този режим дори малки външни сили могат да доведат до големи амплитуди на трептене.
- Случайни вибрации – характерни при обработка на материали с нееднородна структура или при променливи условия на натоварване. Те са трудни за прогнозиране и често изискват статистически методи за анализ.

Всеки тип вибрации има различно влияние върху процеса. Принудителните вибрации са сравнително предвидими и контролируеми, докато самовъзбуждащите се са основният източник на проблеми при високопроизводителна обработка.

1.3. Влияние на вибрациите върху процесите на пробиване и разстъргване

Процесите на пробиване и разстъргване са особено чувствителни към динамични явления поради удължената геометрия на инструментите и голямото съотношение дължина/диаметър. Тези условия водят до понижена коравина и повишена склонност към вибрации.

Влиянието на вибрациите се проявява в няколко направления:

- Качество на повърхността – увеличена грапавост, наличие на „стъпаловидни“ или вълнообразни следи, което влошава функционалните свойства на детайла.
- Геометрични отклонения – възникват грешки от кръглост, цилиндричност и съосност, които са критични при изработване на отвори с висока точност.
- Повърхностен слой – локално повишаване на температурата, което може да доведе до структурни промени, повърхностни напрежения и микропукнатини.
- Износване на инструмента – вибрациите ускоряват абразивното и термичното износване, което намалява ресурса и увеличава разходите.

Особено проблемен е ефектът на наследствеността, при който вибрациите се самоподдържат и усилват с всеки следващ оборот на шпиндела. В резултат на това се създава самовъзбуждаща се нестабилност, която трудно се елиминира без конструктивни или технологични промени.

1.4. Методи за контрол и намаляване на вибрациите

Съществува богат набор от методи за ограничаване на вибрациите, които условно се делят на пасивни и активни.

- Пасивни методи – базират се на конструктивни решения, които повишават коравината и/или демпфериращи свойства на системата. Сред тях са:
 - използване на демпфиращи материали (полимери и композитни материали);
 - увеличаване на масата на системата или промяна на нейната собствена честота;
 - пълнене на борщанги с пясък, масла или специални сплави за повишено демпфиране;
 - оптимизация на закрепването и намаляване на издадена дължина надвеса на инструментите.Пасивните методи са лесни за прилагане и надеждни, но не могат да се адаптират към променливи условия.
- Активни методи – прилагат обратна връзка с помощта на сензори и актуатори. Те измерват вибрациите и в реално време създават противодействащи сили. Най-често се използват пиезоелектрични елементи и електромагнитни задвижвания. Активните методи са ефективни при широк диапазон от честоти, но изискват сложна мехатронна интеграция, управление и енергозахранване.

В практиката все по-често се прилагат комбинирани решения, при които пасивното се допълва от активен контрол, за да се постигне едновременно простота и адаптивност.

1.5. Антивибрационни борщанги с TMD/DVA

Едно от най-ефективните съвременни решения за контрол на вибрациите при дълбоко разстъргване са борщангите с настроен масов демпфер (TMD) или динамичен вибрационен абсорбер (DVA). Принципът им се основава на въвеждане на вторична маса, свързана с основния инструмент чрез еластичен и демпфериращ елемент. При правилна настройка тази маса „резонира“ срещу възбуждащите сили и поема значителна част от вибрационната енергия.

Предимствата на борщангите с DVA/TMD включват:

- значително намаляване на амплитудите на трептене,
- разширяване на стабилния честотен диапазон,
- подобряване на точността и качеството на обработваните отвори,
- удължаване живота на инструмента и намаляване на разходите за подмяна.

Експериментални резултати от редица автори показват, че такива борщанги превъзхождат класическите стоманени инструменти, особено при работа с голям надвес и при обработка на трудни за рязане материали. Съвременните тенденции са насочени към интегриране на регулируеми DVA, които могат да се адаптират към различни честотни режими.

1.6. Обобщение на литературния обзор

Обзорът и анализът на съвременното състояние по разглеждания проблем дават основание да се направят следните по-съществени **изводи**:

1. Самовъзбуждащите се вибрации са основен ограничителен фактор оказващ влияние на точността при разстъргване и пробиване, особено при надвишаване на критична дълбочина на рязане и при регенеративни ефекти.
2. Оптимална комбинация от ъглите γ , α и β , и радиуса при върха на режещия клин подобрява стабилността на антивибрационните инструменти.
3. Динамичната коравина и маса на системата МПВД са основни за определяне на естествената честота и вибрационната устойчивост. Повишената маса и коравина водят до по-ниска склонност към резонанс.
4. Термичните ефекти при високи скорости на рязане предизвикват геометрични отклонения и нестабилност поради термоеластични деформации и промяна в контактната геометрия.
5. Вибрациите влошават качеството на обработваните повърхнини вследствие на вторично рязане и неравномерно отнемане на материал, което директно намалява класа на точност и формата на отворите.
6. Износването на инструмента се ускорява значително при динамични вибрационни условия на рязане.

7. Фурие-анализът и числените методи (FEM) са ключови инструменти за предсказване на критични режими и резонансни състояния, особено при нестабилни зони на обработка.
8. Комбинирани стратегии (пасивно + активно демпфиране, оптимизация на геометрия + контрол на режими) водят до най-голяма ефективност при стабилизиране на процесите и повишаване на точността.

ГЛАВА 2. МЕТОДИКА НА ПРОЕКТИРАНЕ

Проектирането на антивибрационна борщанга с интегриран настроен масов демпфер (TMD) се базира на класическите принципи за динамична стабилност на системите и на конструктивните ограничения на струговите машини. Методиката включва: избор на материал и геометрия на борщангата, определяне на минимална дължина, статичен и динамичен анализ, както и проектиране на параметрите на TMD.

• Определяне на обща дължина

Общата дължина на борщангата се определя на база сбора:

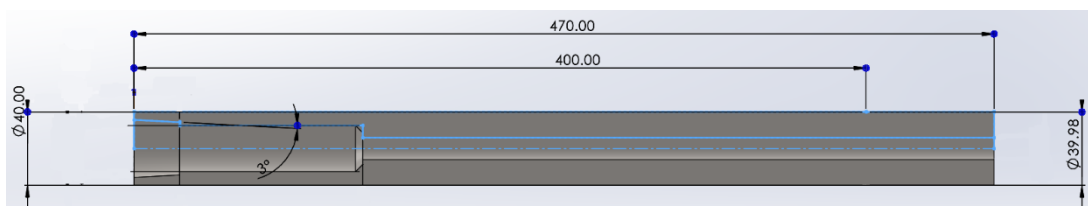
$$L_{\text{мин}} = L_{\text{отв}} + L_{\text{без}} + L_{\text{зах}} \text{ [mm]} \quad (2.1.)$$

,където:

- $L_{\text{мин}}$ – минимална обща дължина на инструментално тяло;
- $L_{\text{отв}}$ – дължина на отвора
- $L_{\text{без}}$ – безопасно разстояние между челото на отвора и челото на държача/касета;
- $L_{\text{зах}}$ – дължина на участъка на захват на инструменталния държач към инструменталното тяло

И така за обща дължина на щангата получаваме размер 470мм.

$$L_{\text{мин}} = 400 + 10 + 60 = 470 \text{ [mm]}$$



Фиг.2.1.: Тяло на антивибрационната щанга

• Определяне на силово натоварване

За нуждите на якостните изчисления на тялото ни е необходима тангенциалната сила на рязане. Тя може да бъде изчислена по формула 3.2 [3].

$$F_z = C_{F_z} * t^{X_{F_z}} * s^{Y_{F_z}} * v^{n_{F_z}} * k_{F_z} \quad (2.2.)$$

където

F_z – сила на рязане измерена в тангенциално направление [N];

C_{F_z} – Силова константа, за конкретния материал се приема стойност 2943;

t – дълбочина на рязане [mm]

X_{F_z} – степенен показател на дълбочината на рязане, за конкретния материал се приема стойност 1.;

s – подаване [mm/об.]

Y_{F_z} – степенен показател на подаването, за конкретния материал се приема стойност 0,85

v – Скорост на рязане [m/min];

n_{F_z} – степенен показател на скоростта на рязане, за конкретния материал се приема стойност -0,15;

k_{F_z} – корекционни коефициенти, за конкретния материал се приема стойност 0,79.

Така за тангенциалната сила на рязане се получава 75,35N, като окончателно ще приемем за изчислението на системата натоварване от 80N

- **Работна честота на въртене (n): об./мин.**

Работната честота се определи по следната формула[92]:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} [rad/s] \quad (2.3.)$$

При вече приетите теоретични параметри на режима на рязане Получената честота е равна на 133,240 [rad/s].

- **Избор на материал за тялото на щангата**

Въз основа на литературния обзор са разгледани два основни материала за тяло на щангата:

- WC-Co (твърдосплавна борщанга) – висок модул на еластичност (>550 GPa), висока цена, ограничена обработваемост.
- 42CrMo4 (легирана стомана) – по-нисък модул (~210 GPa), добра технологичност, значително по-ниска цена.

За настоящия проект е избран 42CrMo4 поради добър компромис между якост, цена и възможност за интеграция на TMD.

- **Геометрични ограничения и конструкция**

Въз основа на якостен анализ на база уравнение (3.4) е определен минимален диаметър на тялото на щангата- $\phi 37,90\text{mm}$. За диаметър на тялото конструктивно се приема размер $\phi 40\text{mm}$.

$$y = \frac{F_t * L^3}{3 * E * I} [m] \quad (2.4.)$$

където:

- y = линейна деформация [m],
- F_t = тангенциална сила на рязане [N],
- L = дължина на конзолен захват [m],
- E = модул на еластичност [Pa],
- I = инерционен момент на сечението [mm⁴].

- **Диаметър на кухина за TMD**

С цел запазване на достатъчна коравина на конструкцията на тялото, диаметъра на кухината се изчислява по следната формула:

$$d_h \leq 0.6d [mm] \quad (2.7.)$$

- **Проектиране на TDM**

Основната задача при проектирането на масовия демпфер е постигане на определено масово съотношение между еквивалентната маса на тялото на инструмента и масовия демпфер. Използвайки препоръки от литературните източници, както и предварителни изследвания, бе определена масата на масовия демпфер:

$$\mu_{TMD} = \frac{m_{TMD}}{m_{main}} = 0.05 \dots 0.2 \quad (2.16.)$$

Следващия важен етап е синхронизирането на собствената честота на основната система – тялото на щангата и настроения масов демпфер. Това се постига чрез правилен подбор и изчисление на коравината и размерите на еластомерния елемент на настроения масов демпфер:

$$k_i = m_i (2 * \pi * f_i)^2 [N/m] \quad (2.21.)$$

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_i}} \quad (2.22.)$$

$$l_{sd} = \frac{G * A}{k} [m] \quad (2.23.)$$

, където:

- k_{shear} - коравина на срязване[N/m];
- G - Модул на срязване[N/m²]
- A - Площ на напречното сечение [m²]
- l_{sd} - дължина на еластомерния елемент [m]
- m_i –Маса на i-тия елемент [kg.]
- k_i –Коравина на i-тия елемент [N/m]

Определя се също така коефициента на демпфериране използваме класическата формула от Den Hartog [99]. Целта е да получим оптимално затихване, без прекомерно стесняване на честотната лента(3.25).

$$\xi_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{3 * \mu_{TMD}}{8 * (1 + \mu_{TMD})^3}} \quad (2.25.)$$

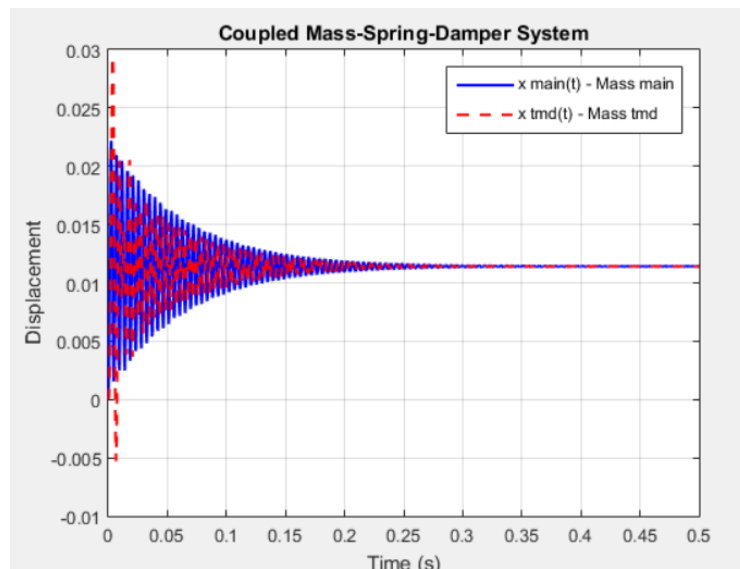
, където: сила еквивалентна

- $\xi_{\text{опт}}$ - е оптималният демпфериране на TMD;
- μ - масовото отношение между абсорбиращата маса и основната маса:
- Откъдето за коефициента на демпфериране получаваме:

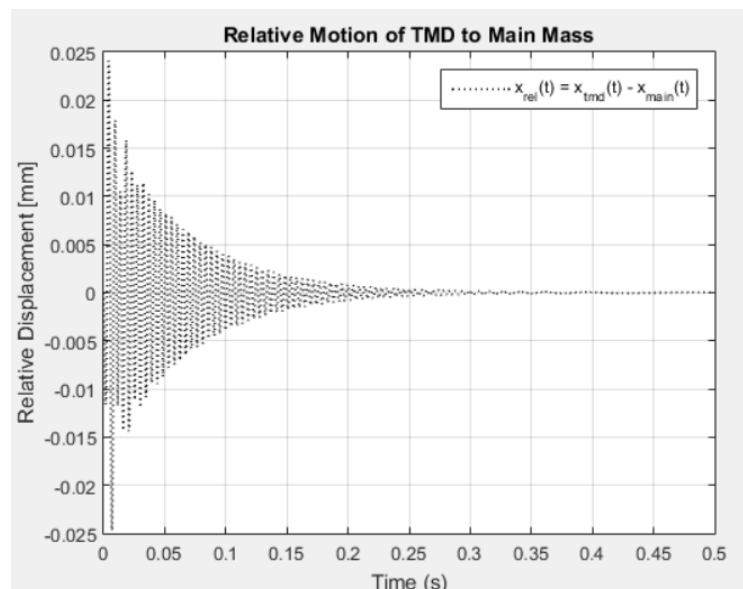
За верифициране на приетите параметри на масовия демпфер е разработена програма в софтуерния продукт Matlab. Програмата решава система от обикновени диференциални уравнения , които описват съвместното движение на основната маса и масата на абсорбера при външно хармонично въздействие. Началните условия са приети нулеви, а външната сила е константна с амплитуда F=80N.

$$m_m \ddot{x} = F(t) - c_m \dot{x} - k_m x - c_a (\dot{x} - \dot{x}_a) - k_a (x - x_a) \quad (2.29.)$$

$$m_m \ddot{x}_a = c_a (\dot{x} - \dot{x}_a) - k_a (x - x_a) \quad (2.30.)$$



Фиг.2.1.: Времева зависимост на преместването на основната маса и масата на TMD в система маса–пружина–демпфер



Фиг.2.2.: Времева зависимост на относителното преместване между масата на TMD и основната маса.

- Изводи от проектирането на антивибрационен инструмент с TMD

В резултат от проведеното проектиране и числен анализ на антивибрационна борщанга с настроен масов демпфер (TMD), бяха формулирани следните основни изводи, отразяващи ефективността, ограниченията и инженерната приложимост на решението:

1. Настройният масов демпфер е ефективен метод за пасивен контрол на вибрациите, когато е коректно проектиран в съответствие с основната собствена честота на системата. Резонансният принцип, на който се базира, позволява редуциране на вибрациите в тесен честотен диапазон.
2. Чрез избор на подходящо масово съотношение (μ), коравина (k_{TMD}) и коефициент на затихване (ζ_{TMD}), може надеждно да се постигне намаление на пиковата амплитуда на преместване, спрямо инструмента без демпфер.

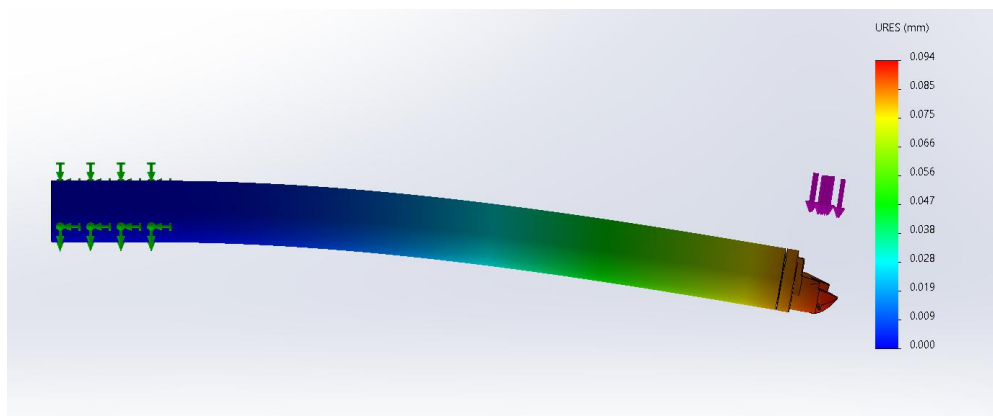
3. Интегрирането на TMD в реална инструментална система е възможно чрез компактни конструктивни решения, които не нарушават функционалната геометрия и якостните характеристики на инструмента
4. На база направения статичен и динамичен анализ на тялото на антивибрационната борщанга са определени конструктивните параметри и материала на същата;
5. Избрания материал за корпуса на щангата- стомана 42CrMo4, съчетава висок модул на еластичност, достатъчна якост (работното напрежение е далеч от критичното) и по-ниска себестойност спрямо вариант изработен от твърдосплавен материал. Това прави решението приложимо в индустрията при 7–10D конзолност в закрепването на инструмента.
6. Диаметърът на кухината за TMD е ограничен до $d_h \leq 0.6 \cdot d$, което запазва достатъчно остатъчно сечение и гарантира необходимата якост. Позиционирането и дълбочината на кухината са съобразени с първата модална форма на огъване, за да се постигне реален ефект от демфера без компромис в здравината.
7. Разликата между аналитично изчислената първа собствена честота и резултата от FEM е очаквана и произтича от степента на идеализация на моделите. Аналитичната оценка приема конзолна греда с равномерно сечение, идеално вграждане и теория на Евлер–Бернули (без срязване и въртяща инерция), без да отчита реални геометрични

ГЛАВА 3. ИЗСЛЕДВАНЕ НА СТАТИЧНОТО И ДИНАМИЧНОТО ПОВЕДЕНИЕ НА АНТИВИБРАЦИОННА ЩАНГА ЗА РАЗСТЪРГВАНЕ ЧРЕЗ МЕТОД НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

В тази глава е предложен 3D модел на антивибрационната щанга. Определени са гранични условия на симулациите, както и техния обем и последователност. Симулациите които са обхванати в изследването са систематизирани във следните групи и подгрупи :

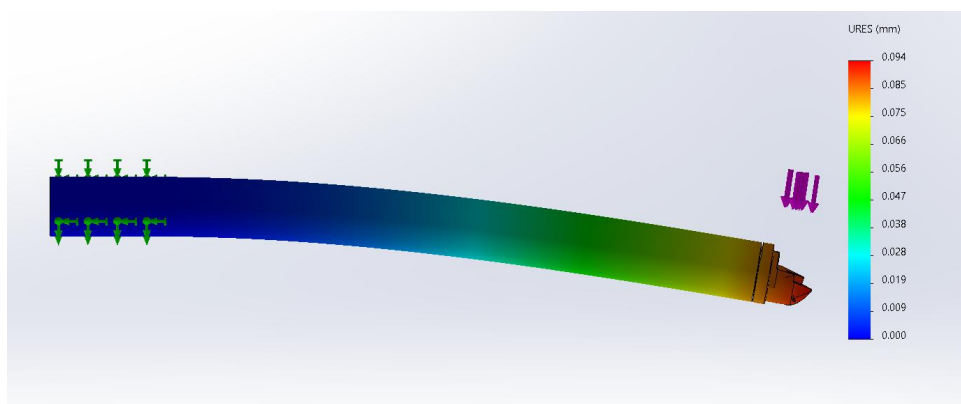
- **Статичен анализ**

- Извършено е изследване за провисване на инструмента при статично натоварване с сила, еквивалентна на тангенциалната сила рязане, приложена при режещия връх.



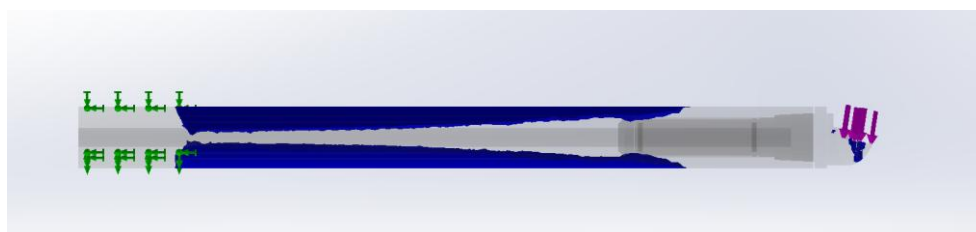
Фиг.3.7.: *Разпределение на общата деформация (URES) в антивибрационната щанга с TMD при статично натоварване.*

- Направено бе изследване на разпределение на еквивалентното напрежение



Фиг.3.8.: *Разпределение на общата деформация (URES) в антивибрационната щанга с TMD при статично натоварване.*

- Разгледан е Design Insight анализ



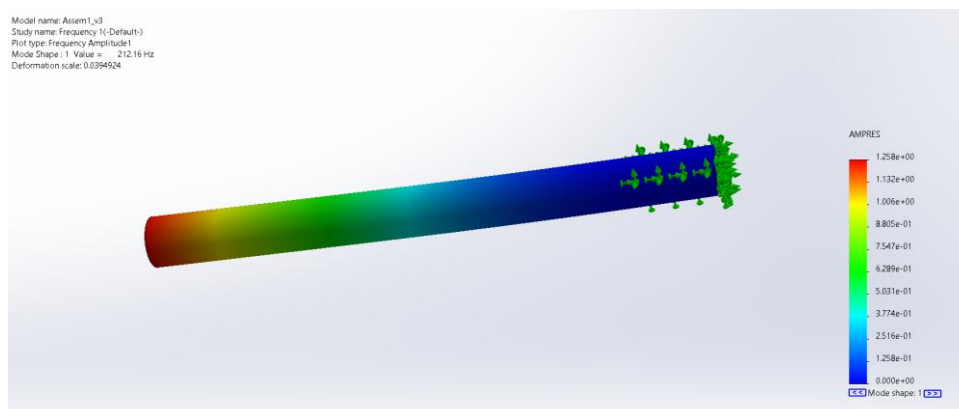
Фиг.3.9.: *Design Insight анализ на щангата с TMD.*

Проведеният Design Insight анализ показва, че само 36.86% от обема на модела е конструктивно натоварен. Това отваря възможност за извършване на топологична и геометрична оптимизация, при която могат да бъдат редуцирани излишни масивни обеми в неактивните зони (особено в задната част на щангата), без съществено влошаване на нейната коравина или стабилност.

- **Модален анализ**

Модалния анализ за определяне и проверка за синхронизирането на собствените честоти на тялото на щангата и настроен масов демпфер бяха направени на няколко етапа:

- Модален анализ на инструмент без TMD



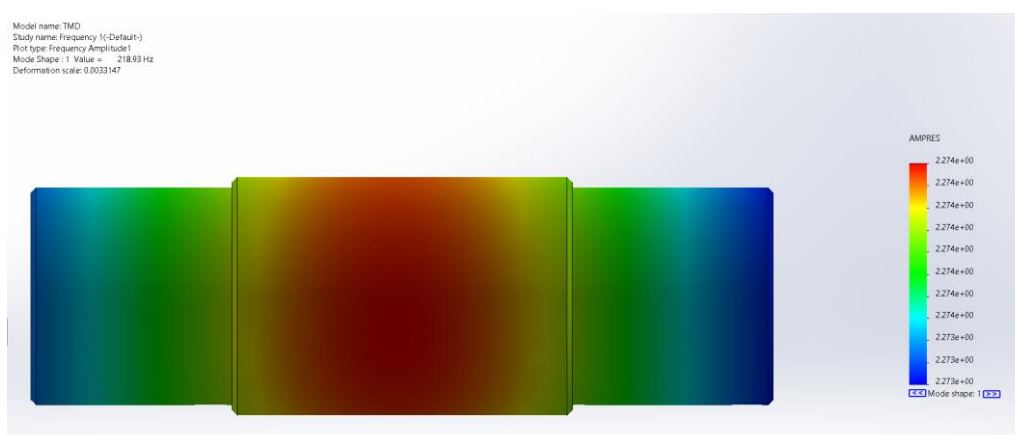
Фиг.3.10.: Визуализация на формата на първа собствена честота на тялото на щангата

Изведени са и първите шест собствени честоти на тялото, които са показани на фиг. 3.11.

Mode No.	Frequency(Rad/sec)	Frequency(Hertz)	Period(Seconds)
1	1,333	212.16	0.0047134
2	1,333.3	212.21	0.0047124
3	7,260.9	1,155.6	0.00086534
4	7,262.4	1,155.8	0.00086517
5	12,617	2,008.1	0.00049799

Фиг.3.11.: Таблица на собствените честоти на тялото на инструмента

- Модален анализ на масовия демпфер



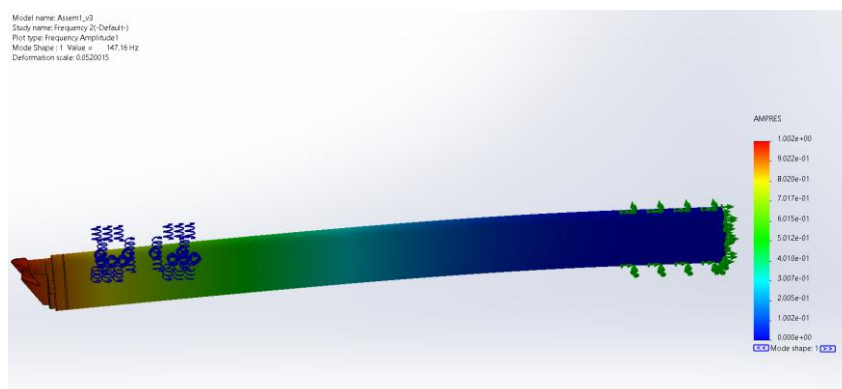
Фиг.3.12.: Визуализация на деформацията при първа собствена честота на TMD елемента

Първите шест собствени честоти на настроения масов демпфера са показани на фиг. 3.13.

Mode No.	Frequency(Rad/sec)	Frequency(Hertz)	Period(Seconds)
1	1,375.6	218.93	0.0045676
2	1,375.6	218.93	0.0045676
3	1,375.7	218.95	0.0045674
4	1,771.4	281.92	0.0035471
5	1,822.8	290.11	0.0034469

Фиг.3.1.: Таблица на собствените честоти на TMD елемента

- Модален анализ на борщанга с TMD



Фиг.3.16.: Визуализация на деформацията при първата собствена честота на щангата с TMD

На фиг.3,17. са показани първите шест собствени честоти на инструмента с интегриран настроен масов демпфер.

Mode No.	Frequency(Rad/sec)	Frequency(Hertz)	Period(Seconds)
1	924.62	147.16	0.0067954
2	924.99	147.22	0.0067927
3	5,673.7	902.99	0.0011074
4	5,684.4	904.71	0.0011053
5	6,422.2	1,022.1	0.00097836

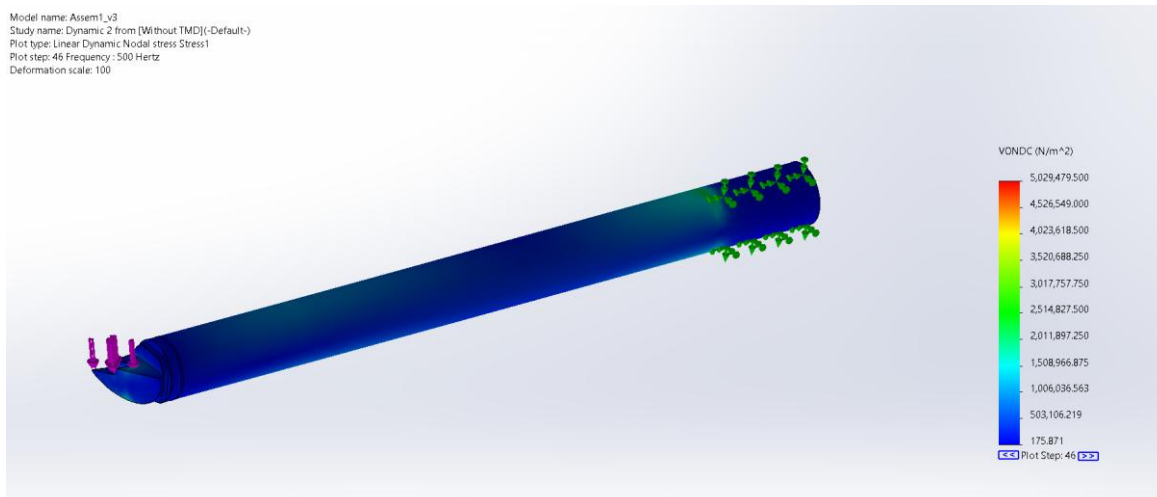
Фиг.3.1.: Таблица на собствените честоти на щангата с TMD

• Динамичен анализ

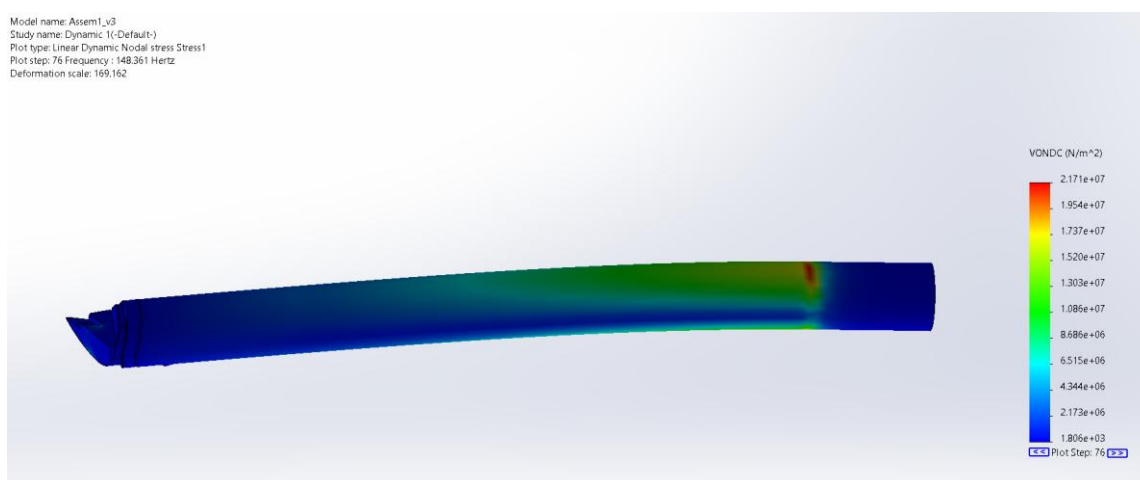
Направен е динамичен анализ на конструкцията при натоварване от 80N с и без настроен масов демпфер и са изведени резултати за:

-Разпределение на еквивалентно напрежение

На фиг. 3.19. е показан резултата от изследването на инструмента без TMD, а на фиг. 3.23 на инструмента с TMD

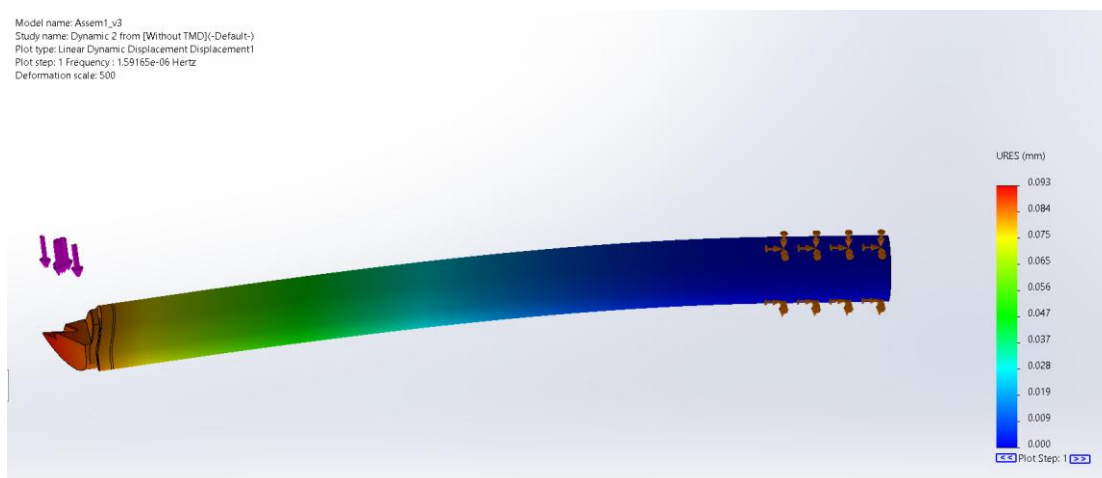


Фиг.3.19.: Разпределение на еквивалентните напрежения (von Mises) при вариант без TMD

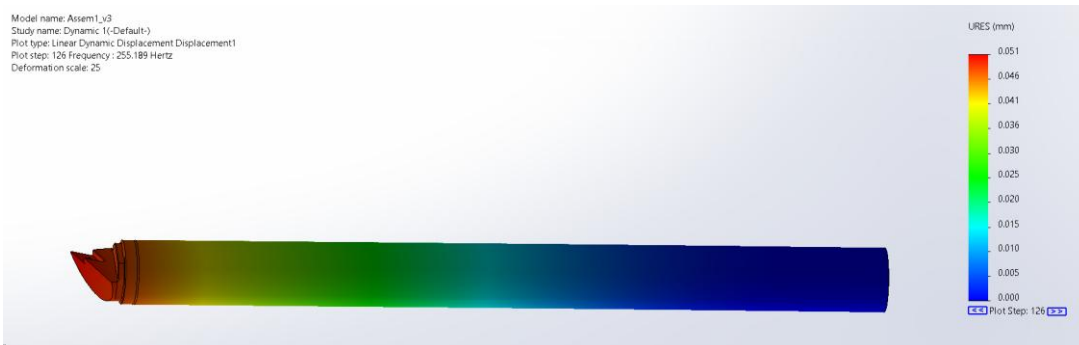


Фиг.3.23.: Разпределение на еквивалентните напрежения (von Mises) при вариант с TMD -деформации.

На фиг.3.20 и фиг.3.24 да представени деформациите в инструмент без настроен масов демпфер и със настроен масов демпфер.



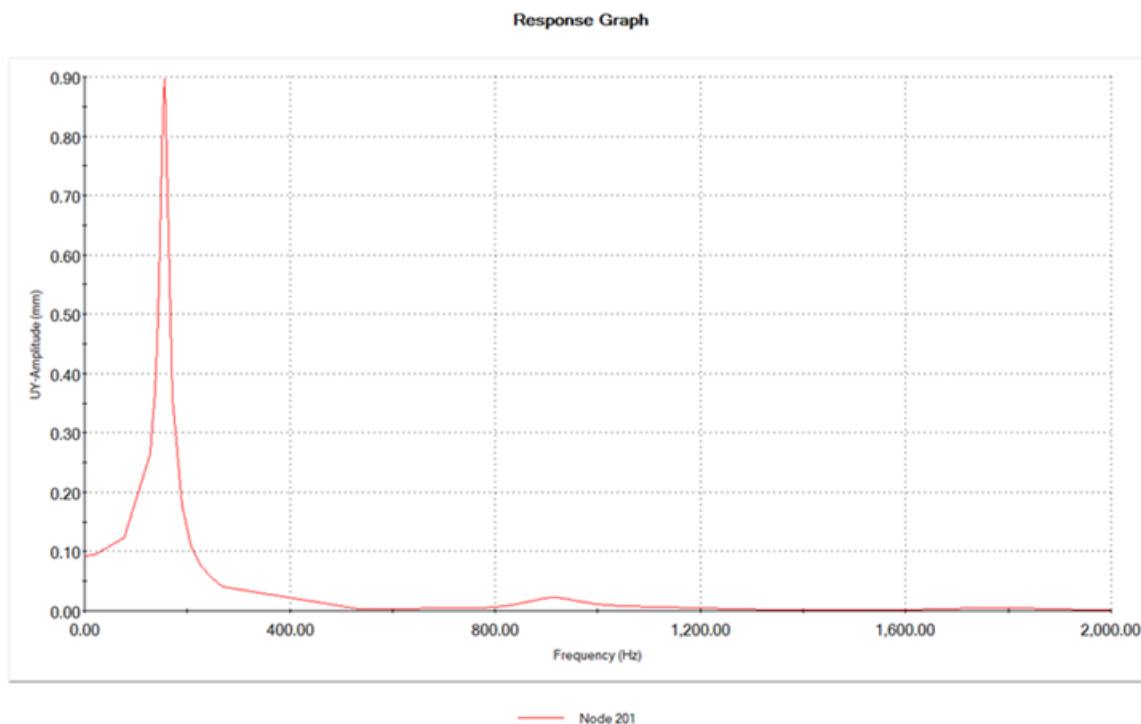
Фиг.3.20.: Деформации при вариант без TMD



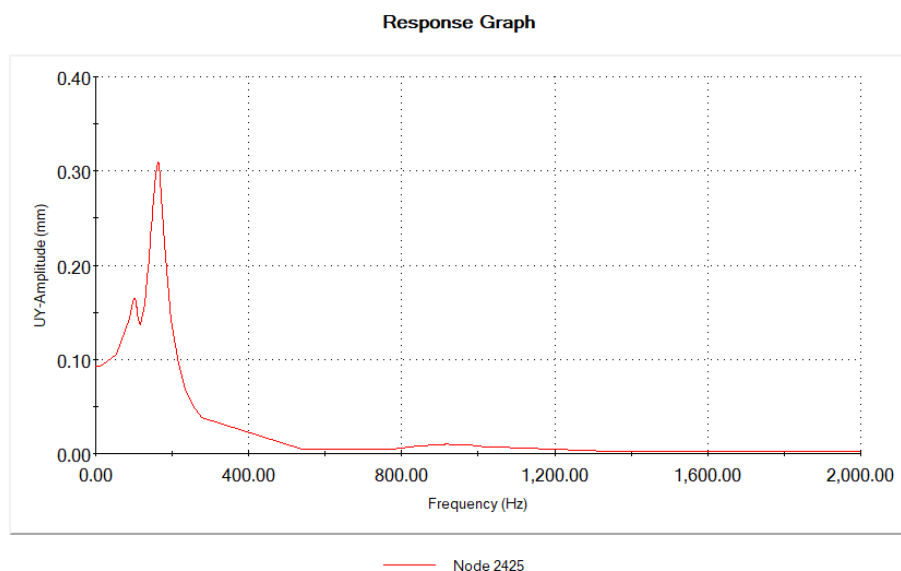
Фиг.3.24.: Деформации при вариант с TMD

- Изследване на хармоничния отклик

За определяне на резонансния пик и динамичното поведение при режещия връх бе направен анализ на хармоничния отклик. Резултатите бяха обобщени в фиг.3.21. за инструмента без TMD и фиг. 3.25. за инструмента с TMD.



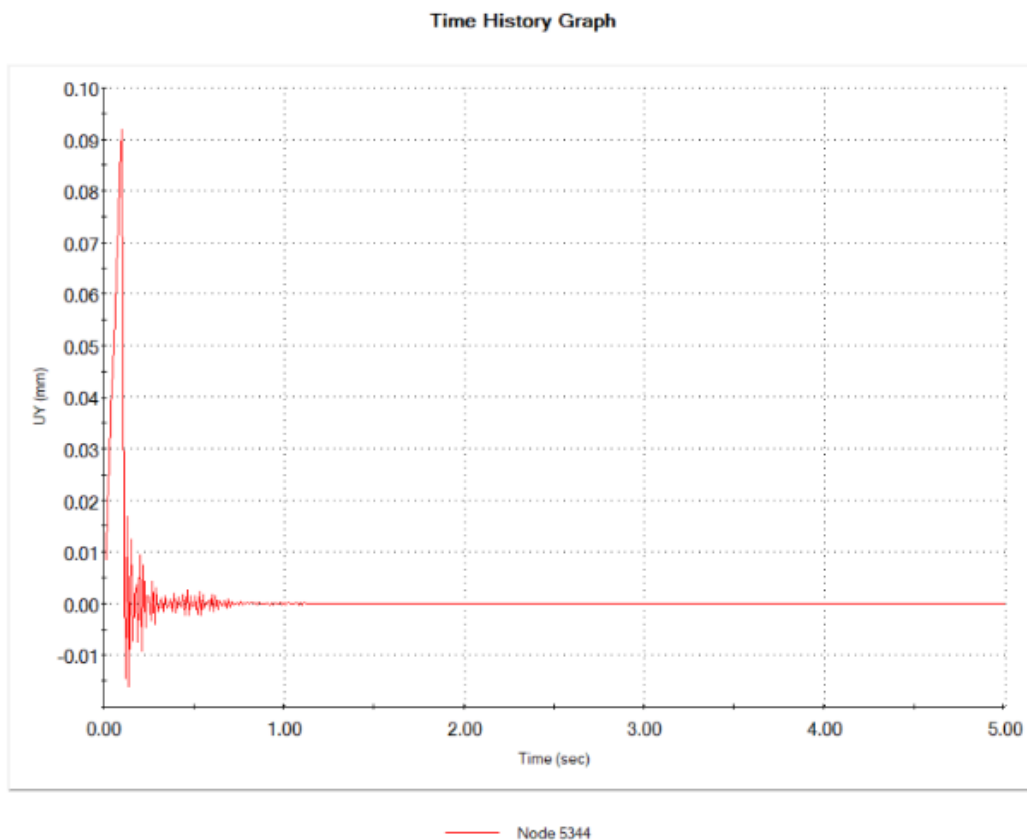
Фиг.3.21.: Графика на хармоничен отговор (UY) при вариант без TMD



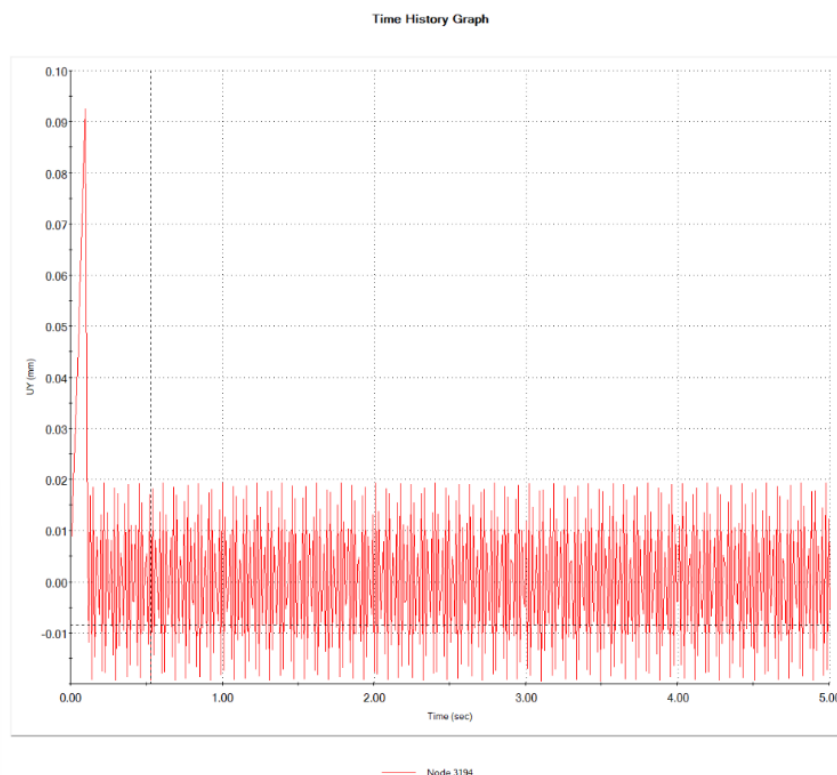
Фиг.3.25.: Графика на хармоничен отговор (UY) при вариант с TMD

- **Времеви отклик (Time History Response)**

Изследван е времеви отклик в точка от инструмента (възел 5344), разположена в върха на режещата част, където очакваните вибрации имат най-голямо значение за точността на обработка. За случая без TMD е използван възел 3194, аналогично позициониран.



Фиг.3.42.: Времеви отговор на система без TMD



Фиг.3.43.: *Времеви отговор на система без TMD*

На базата на анализа по метода на крайните елементи, могат да се направят следните основни изводи:

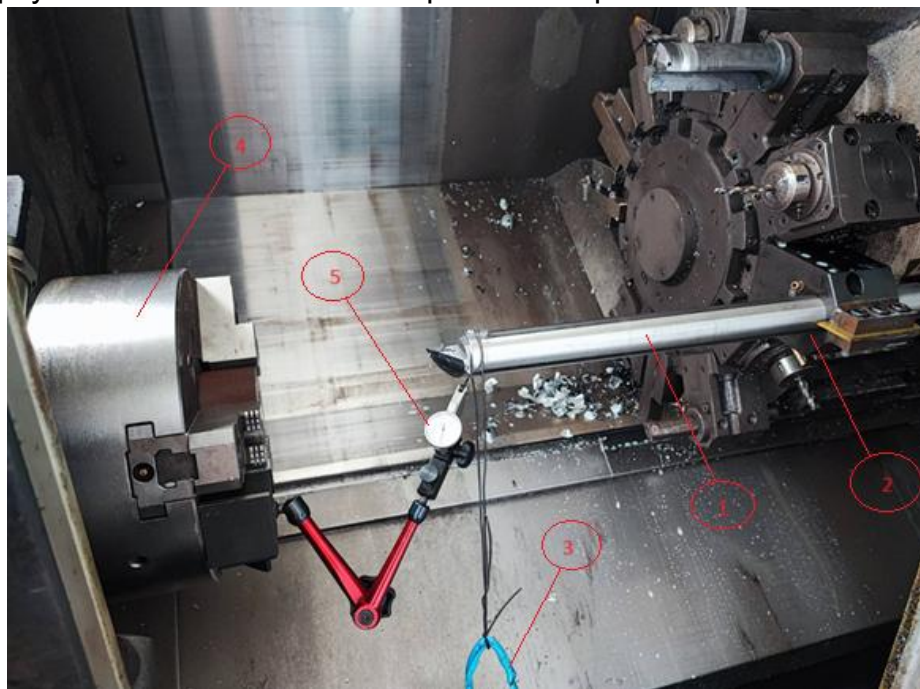
1. Статичният анализ показва, че максималните напрежения в критичните сечения на щангата остават под границата на провлачване на използвания материал, дори при най-неблагоприятното натоварване, зададено по работна схема. Това потвърждава, че конструкцията отговаря на якостните изисквания.
2. Модалният анализ разкри, че първата собствена честота на системата попада в обхвата на честотите, характерни за възникване на нежелани вибрации при разстъргване (между 200–400 Hz). Това налага използването на TMD или други средства за вибрационен контрол.
3. След добавяне на настроен масов демпфер (TMD) в модела, бе наблюдавано разделяне на първата модална форма и поява на антирезонансна зона, при която амплитудата на вибрации рязко намалява, което потвърждава ефективността на пасивния виброконтрол.
4. Хармоничният анализ показва, че при правилно настроен TMD пиковият отклик на системата може да се намали с над 66%, като същевременно не се въвеждат нови нежелани модове или нестабилни зони.
5. Резултатите от МКЕ моделирането кореспондират добре с очакванията от аналитичните и теоретични модели, което потвърждава валидността на използваната стимулационна постановка.

ГЛАВА 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ И АНАЛИЗ НА ПОЛУЧЕНИТЕ РЕЗУЛТАТИ

Основната цел на експерименталните изследвания е да се оцени ефективността на антивибрационната борщанга с интегриран настроен масов демпфер (TMD) и да се анализира влиянието ѝ върху динамичното поведение на системата и качеството на обработваната повърхност. Проведени са изпитвания при различни режими на рязане, материали (алуминиева сплав и стомана), както и сравнение между стандартна и проектираната борщанга.

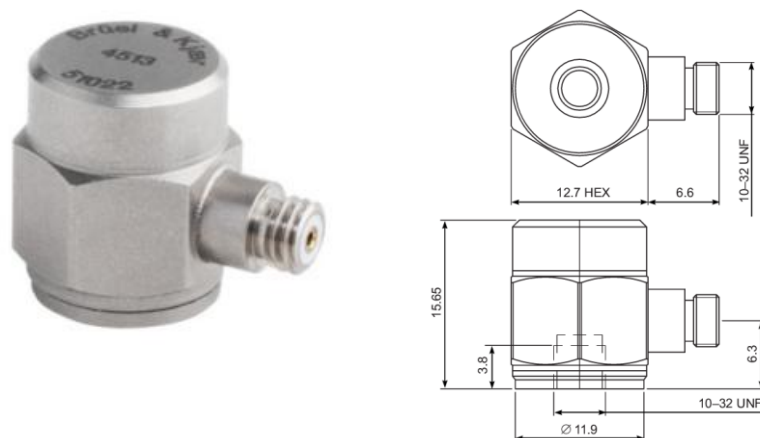
Експериментите са насочени към:

- определяне на статично и динамично поведение на борщангата;
- идентифициране на собствените честоти и модалните форми;
- изследване на вибрациите при реален процес на разстъргване;
- измерване на параметрите на грапавост на повърхността (R_a);
- регресионен анализ за установяване на водещите фактори, влияещи върху качеството и оптимални режими на рязане.



Фиг.5.1.: Експериментална установка за изследване на статично натоварване на инструмента

Опитната установка в зависимост от извършвания опит варира, но като обща характеристика можем да отбележим че при всеки от експериментите включва стругови център със закрепена антивибрационна борщанга на инструменталната револверна глава. За изследването на статично натоварване за регистриране на еластичната деформация е използван измервателен часовник със измервателна разделителна способност 0,01мм. За снемането на модална и динамична характеристика на тялото на инструмента е монтиран акселерометър, като показания на фиг. 5.3

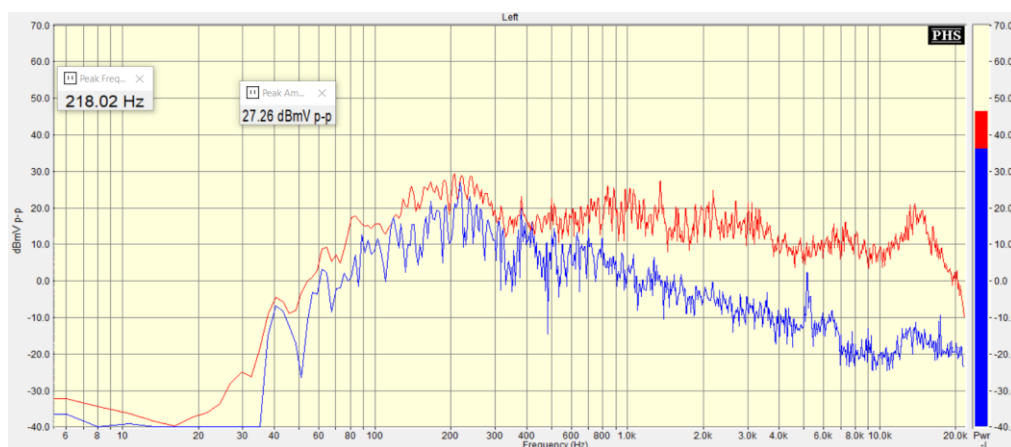


Фиг.5.3.: Акселерометър Type 4513B на фирмата Brüel & Kjær

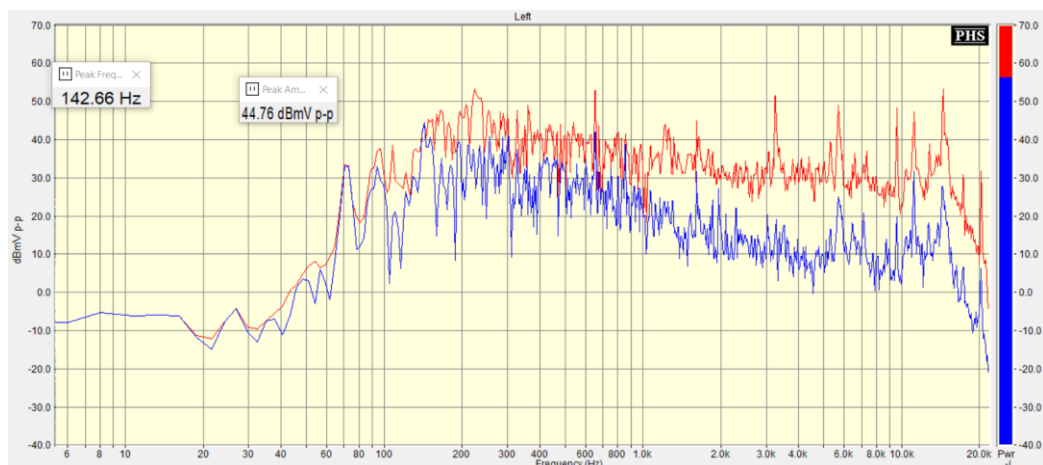
Преходът от високосъпротивителния изход на пиезоелектрическия акселерометър към нискосъпротивителните входи на измервателната уредба се извършва чрез усилватели, вградени в PULSE - анализатора. На база специализиран софтуер, вибродиагностичната апаратура има богато разнообразие от възможности за обработка на данните и тяхното визуализиране. Регистрираният сигнал от акселерометъра постъпва в аналогово-цифров преобразувател (АЦП), където се преобразува, за да се извлече нужната информация.

- **Спектрограми и честотен анализ**

Извършен е ударен тест с модален чук и акселерометър по една и съща схема на закрепване. На фиг. 5.5 е инструментът без TMD, а фиг.5.6 – с TMD. Червената крива се явява усреднената амплитудно-честотна характеристика.



Фиг.5.5.: Спектрограма на антивибрационната щанга без TMD



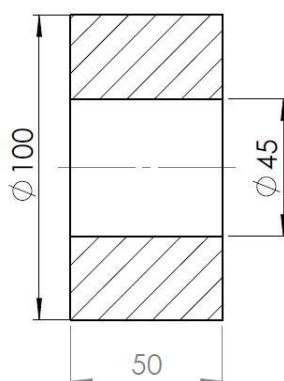
Фиг.5.6.: Спектрограма на антивибрационната щанга с TMD

В спектъра (фиг.5.5), се вижда отчетлив резонансен пик при ≈ 218 Hz. Спрямо модалния анализ в SolidWorks (212 Hz) отклонението е $\sim 2.8\%$, което е в границите на експерименталната и моделна неточност. За това може да заключим, че моделът и реалната изработка са консистентни (коректни гранични условия, маси и твърдоти).

В спектъра (фиг.5.6), диапазона $\sim 200\text{--}230$ Hz резонансният пик изчезва и е налице анти-резонанс и раздвоение на модовете – типично поведение за система инструмент с TMD. FEA за тази конфигурация дава първа собствена честота ≈ 147 Hz, липсата на изразен експериментален пик около 147 Hz е обяснима с:

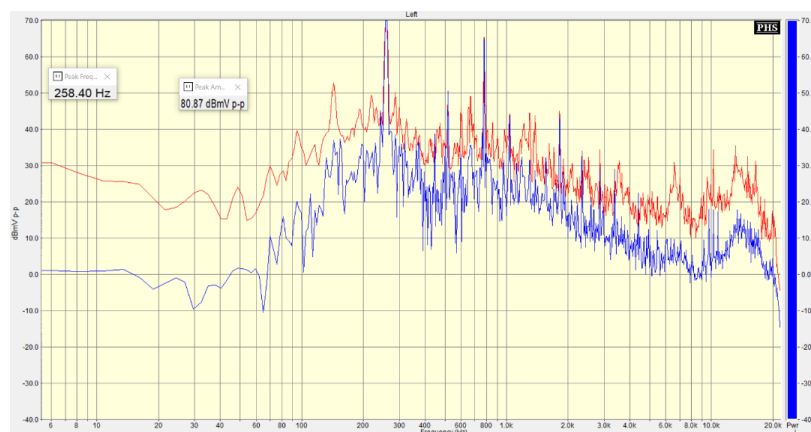
- **Контролно разстъргване и динамичен отговор**

Извършено бе контролно разстъргване при фиксирани режими на рязане- $V_c=180\text{m/min}$, $f=0.1\text{об/мин}$ и $a_p = 0,5\text{мм}$. Тестовите бяха направени на материал - легирана стомана DIN 42CrMo4. Използвана беше режеща пластина VCMT160404 –SM IC 907 – за обработка на легираната стомана. Заготовката бе във вид на тръбен материала с размери показани на фиг. 5.7

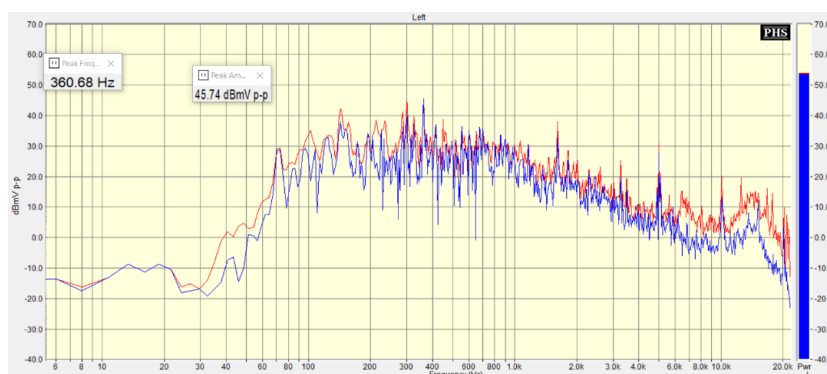


Фиг.5.7.: Скица на обработваните заготовки

В резултат от контролното разстъргване беше снета спектрограма на опити с инструмент без настроен масов демпфер (фиг. 5.8) и на инструмент със настроен масов демпфер (фиг.5.14)



Фиг.5.8.: Максимална честота и амплитуда при опит 1



Фиг.5.14.: Максимална честота и амплитуда при опит 1

Направено бе планиране на експеримента по метода на пълния факторен анализ, като за повишаване на надеждността на модела експериментите бяха проведени в серии по 4 опита. По този начин допълнително бяха проведени 5 експеримента с по четири повторения на всеки от тях, при различни комбинации от скорост на рязане (V_c) и подаване (f) при постоянна дълбочина на рязане $a_p=1\text{mm}$ върху два вида материал – легирана стомана DIN 42CrMo4-QT и алуминиева сплав EN6082-T6. Използвани бяха пластини- VCMT160404 – SM IC 907 – за обработка на легираната стомана, и VCGT 160404 –AK H01 – за обработка на алуминиевата сплав, както и същата форма на заготовката както в предходното изследване. В таблица 4.2. и таблица 4.3. са показани стойностите на изменяните параметри.

Таблица 4.1.: Режими на рязане при EN6082-T6

EN6082-T6		
№	V_c [m/min]	f [mm/об.]
1	100	0.4
2	100	0.05
3	150	0.23
4	200	0.4
5	200	0.05

Таблица 4.2.: Режими на рязане DIN 42CrMo4

DIN 42CrMo4		
№	V_c [m/min]	f [mm/об.]
1	200	0.3
2	200	0.12
3	250	0.21
4	300	0.12
5	300	0.3

Резултатите от проведените изследвания и получената информация за амплитудата и честотата на вибрациите при отделните опити бяха систематизирани в таблица 4.6, таблица 4.7.

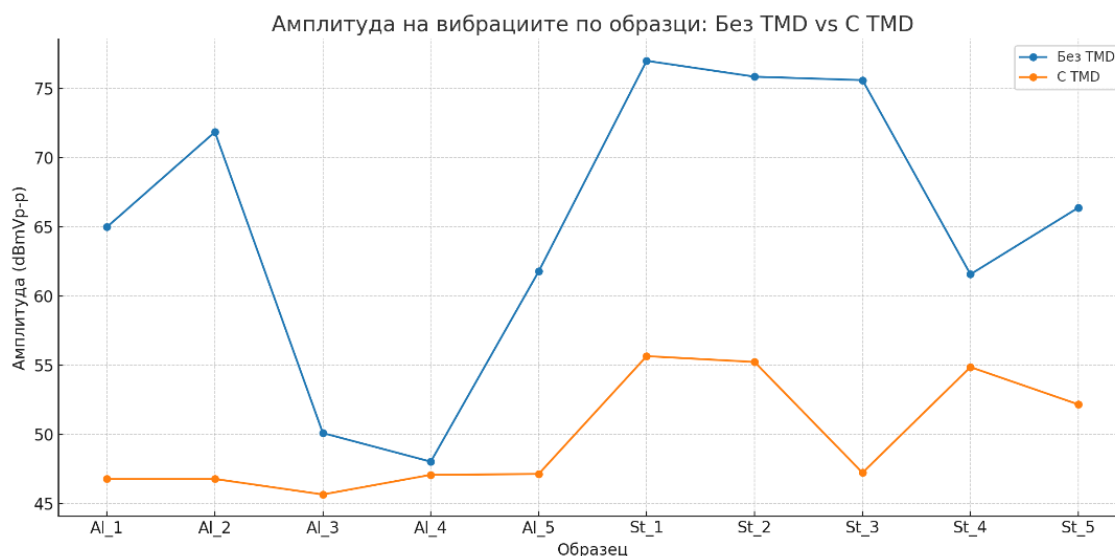
Таблица 4.6.: Резултати за амплитуда и честота при обработка без TMD устройство

Без TMD							
Образец №	Режим		1	2	3	4	средна
Al_1	Vc=100 m/min f = 0.4 mm/об	dBmVp-p	67.73	66.26	71.72	54.3	65.00
		Hz	220.72	220.72	218.02	201.87	215.33
Al_2	Vc=200 m/min f = 0.4 mm/об	dBmVp-p	76.71	72.3	74.75	63.7	71.87
		Hz	220.72	220.72	220.72	223.41	221.39
Al_3	Vc=100 m/min f = 0.05 mm/об	dBmVp-p	49.17	46.59	55.91	48.74	50.10
		Hz	298.77	285.31	261.09	298.77	285.99
Al_4	Vc=150 m/min f = 0.23 mm/об	dBmVp-p	48.82	47.3	45.13	50.87	48.03
		Hz	215.33	298.77	360.68	366.06	310.21
Al_5	Vc=200 m/min f = 0.05 mm/об	dBmVp-p	72.14	56.84	61.36	56.81	61.79
		Hz	258.4	239.56	261.09	360.68	279.93
St_1	Vc=200 m/min f = 0.12 mm/об	dBmVp-p	80.87	74.99	71.2	81.03	77.02
		Hz	258.48	258.4	258.4	258.4	258.42
St_2	Vc=300 m/min f = 0.30 mm/об	dBmVp-p	75.1	73.99	74.45	79.93	75.87
		Hz	258.4	261.09	261.09	258.04	259.66
St_3	Vc=300 m/min f = 0.12 mm/об	dBmVp-p	74.25	77.04	73.96	77.21	75.62
		Hz	255.71	261.09	258.4	255.71	257.73
St_4	Vc=250 m/min f = 0.21 mm/об	dBmVp-p	51.76	72.83	70.74	50.98	61.58
		Hz	253.02	255.71	258.4	253.03	255.04
St_5	Vc=200 m/min f = 0.3 mm/об	dBmVp-p	63.48	67.14	64.82	70.17	66.40
		Hz	258.4	352.61	436.05	258.4	326.37

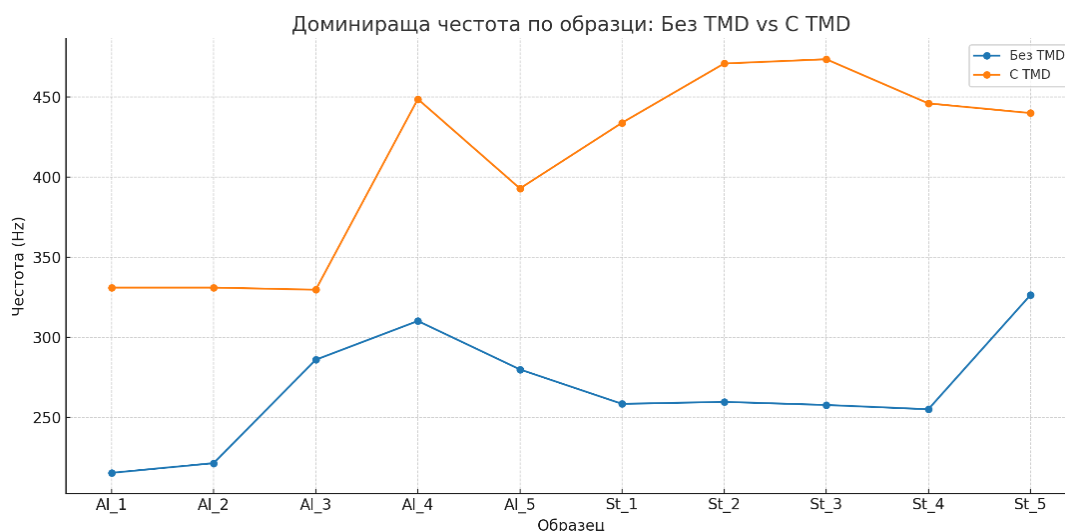
Таблица 4.7.: Резултати за амплитуда и честота при обработка с TMD устройство

C TMD							
Образец №	Режим		1	2	3	4	средна
Al_1	Vc=100 m/min f = 0.4 mm/об	dBmVp-p	46.69	50	45.36	45.08	46.78
		Hz	298.77	298.77	366.06	360.68	331.07
Al_2	Vc=200 m/min f = 0.4 mm/об	dBmVp-p	60.65	55.77	52.07	57.73	46.78
		Hz	446.81	360.68	357.99	360.68	331.07
Al_3	Vc=100 m/min f = 0.05 mm/об	dBmVp-p	45.92	46.73	44.26	45.74	45.66
		Hz	298.77	360.68	298.77	360.68	329.73
Al_4	Vc=150 m/min f = 0.23 mm/об	dBmVp-p	44.18	45.19	50.35	48.6	47.08
		Hz	495.26	495.26	446.81	357.99	448.83
Al_5	Vc=200 m/min f = 0.05 mm/об	dBmVp-p	46.78	47.47	48.25	46.06	47.14
		Hz	357.99	357.99	207.26	648.69	392.98
St_1	Vc=200 m/min f = 0.12 mm/об	dBmVp-p	54.69	56.66	54.73	56.55	55.66
		Hz	395.67	471.04	395.67	473.73	434.03
St_2	Vc=300 m/min f = 0.30 mm/об	dBmVp-p	48.5	51.61	48.82	72.04	55.24
		Hz	471.04	471.04	471.04	471.04	471.04
St_3	Vc=300 m/min f = 0.12 mm/об	dBmVp-p	48.73	49.42	45.57	45.18	47.23
		Hz	473.73	473.73	473.73	473.73	473.73
St_4	Vc=250 m/min f = 0.21 mm/об	dBmVp-p	53.41	54.55	54.84	56.67	54.87
		Hz	411.82	449.51	471.04	452.2	446.14
St_5	Vc=200 m/min f = 0.3 mm/об	dBmVp-p	55.66	50.12	50.14	52.77	52.17
		Hz	473.73	422.59	392.98	471.04	440.09

На база анализираните данни за амплитудата и честота на вибрациите се направи сравнение за опитите с използван настроен масов демпфер и без използван такъв. Тези зависимости са показани графично на фиг. 5.51 и фиг.5.52



Фиг.5.51.: Сравнителна графика на амплитудата на вибрациите при обработка с и без TMD устройство



Фиг.5.52.: Сравнителна графика на доминиращите честоти при обработка с и без TMD устройство

За експериментите при които е използван настроен масов демпфер бяха снети и резултати за грапавостта на обработената повърхнина. Снетите данни са систематизирани в таблица 4.4 и таблица 4.5.

Таблица 4.4.: Резултати от измерване на грапавост при образци от EN6082-T6

със TMD							
#	Режим		1	2	3	4	средно
Al_1	Vc=100 m/min f= 0.4 mm/об	Ra	10.56	10.08	10.62	10.58	10.46
Al_2	Vc=200 m/min f=0.4 mm/об	Ra	13.76	13.82	13.44	13.98	13.75
Al_3	Vc=100 m/min f=0.05 mm/об	Ra	1.55	1.23	1.48	1.67	1.48
Al_4	Vc=150 m/min f=0.23 mm/об	Ra	5.16	4.95	5.26	5.1	5.12
Al_5	Vc=200 m/min f=0.05 mm/об	Ra	0.85	0.73	1.01	0.92	0.88

Таблица 4.5.: Резултати от измерване на грапавост при образци от DIN 42CrMo4 QT

#	Режим		1	2	3	4	средна
St_1	Vc=200 m/min f=0.12 mm/об	Ra	1.4	1.64	1.81	1.66	1.63
St_2	Vc=300 m/min 0.3 mm/об	Ra	9.36	9.56	9.61	9.02	9.39
St_3	Vc=300 m/min 0.12 mm/об	Ra	1.53	1.44	1.63	1.51	1.53
St_4	Vc=250 m/min 0.21 mm/об	Ra	5.32	5.56	5.41	5.24	5.38
St_5	Vc=200 m/min 0.30 mm/об	Ra	9.6	9.51	9.66	9.56	9.58

На база получените данни за грапавостта на обработената повърхнина беше направена оптимизация на режимите на работа на антивибрационната щанга с настроен масов демпфер.

Беше изведено регресионно уравнение (4.1) за обработката на образците от алуминиева сплав и уравнение (4.2) за обработката на образците от легирана стомана.

$$R_a = -2.72 + 0.01343 * V_c + 31.16 * f \quad (4.1)$$

$$R_a = -3.334 - 0.001514 * V_c + 43,952 * f \quad (4.2)$$

На база направеното изследване може да се изведат следните основни изводи:

1. TMD ефективно намалява резонанса на системата МПД и премества енергията към по-високи, по-безопасни честоти, с което подобрява качеството на повърхностния слой на обработения детайл
2. Средната редукция на амплитудата при режима използван за проектиране на системата е ~35%.
3. Подаването е главният параметър оказващ влияние върху грапавостта Ra;
4. Скоростта на рязане е с значително по-ниско влияние върху грапавостта на обработваната повърхнина.

5. При обработка на образците от алуминиевата сплав, оптималните режими на работа са при честоти $\sim 330\text{--}390\text{ Hz}$;
6. При обработка на образците от легираната стомана, оптималните режими на работа са при честоти – $\sim 440\text{--}475\text{ Hz}$, с приоритетно ограничаване на подаването.
7. Моделът и изработката са валидирани експериментално, отклоненията между очакваните и получените резултати са в рамките на очакваните толеранси

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ И ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

Формулираните приноси имат както теоретична стойност – чрез усъвършенстване на методиките за анализ и оптимизация на вибрационните характеристики, така и приложна насоченост – чрез създаване на решения, приложими в реални производствени условия. Основните научно-приложни приноси могат да се обобщят, както следва:

Научно-приложни приноси

1. Разработена е методика за проектиране на антивибрационна щанга, която подобрява амплитудно-честотната характеристика при разстъргване на дълбоки отвори.
2. Създаден е прототип на щанга въз основа на числено моделиране и параметричен анализ за експериментална апробация.
3. Интегрирана е Matlab-базирана програма за проверка и оптимизация на настройките на TMD.
4. Установено е, че предложената конструкция и настройка на TMD подобряват вибрационните характеристики и точността при обработка.

Приложни приноси

1. Създадена е методика за симулация на статичното и динамичното поведение на системата, приложима при проектиране на аналогични инструменти.
2. Определени са оптимални режими на работа чрез числена оптимизация за повишена надеждност и удължен експлоатационен живот.
3. Формулирани са препоръки за използване на резултатите при конструиране на нови антивибрационни елементи и усъвършенстване на съществуващи решения в машиностроенето и транспорта.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Във връзка с тематиката на дисертационния труд са отпечатани следния списък публикации в съавторство:

1. КАСАБОВ, П., ЧУКАЛОВ, К. Съвременни антивибрационни технологии и инструменти за разстъргване на дълбоки отвори – обзор. В: *Младежки форум „Наука, технологии, иновации, бизнес“*. Пловдив, 23–

25 април 2025. ISSN 2367-8569. Сборник доклади, с. 280–287. Достъпно на: <http://hst.bg/bulgarian/conference.htm>.

2. СЪБЕВ, С., КАСАБОВ, П., Алгоритам за изследване собствените честоти на антивибрационна борцанга. *Младежки форум „Наука, технологии, иновации, бизнес“*. Пловдив, 26–27 май 2022. ISSN 2367-8569.
3. SABEV, S., KASABOV, P. The Effect of Feed Rate and Cutting Speed to Surface Roughness During Hole Boring of Aluminum with Anti-Vibration Boring Bar. Environment. Technology. Resources. Proceedings of the 13th International Scientific and Practical Conference. Rzekne, Latvia, 2021, Vol. 3, pp. 314–318. Online ISSN 2256-070X. DOI: <https://doi.org/10.17770/etr2021vol3.6537>.

SUMMARY

Kasabov Plamen Plamenov

Title: Investigation and Optimization of the Stability of Anti-Vibration Boring Tools

The dissertation is devoted to the study and optimization of boring bars with integrated tuned mass dampers (TMD), aimed at improving stability and machining accuracy in deep-hole boring processes. The research begins with a comprehensive literature review of vibration problems in machining and the existing anti-vibration solutions. A methodology for designing anti-vibration boring bars is developed, including the determination of geometric and material parameters, static and dynamic analysis, and the integration of tuned mass dampers.

Numerical modeling using FEM and Matlab simulations has been carried out to evaluate the effect of mass ratio, stiffness, and damping on the dynamic response of the tool. The results confirm that the use of TMD significantly shifts the resonance frequency and reduces vibration amplitudes. Experimental investigations on steel and aluminum alloys validate the numerical models, demonstrating reduced tool deflection, improved surface roughness, and extended tool life.

The scientific contributions include a design methodology for anti-vibration boring bars, the development of a Matlab-based program for TMD optimization, and the proposal of constructive solutions for tool integration. The practical applicability of the results is evident in the possibility of implementing the methodology in both conventional and CNC lathes, ensuring higher productivity, improved surface quality, and reduced manufacturing costs.