

طراحی و شبیه‌سازی سینماتیکی و دینامیکی دستگاه خودکار تمیزکن ماهی قزل‌آلا

حسین آزرمدل^۱، سید سعید محتسبی^{۲*}، سید مرتضی محتسبی^۳

۱. دانشگاه تهران، پردیس کشاورزی و منابع طبیعی، گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی (h.azarmdel@ut.ac.ir)
۲. دانشگاه تهران، پردیس کشاورزی و منابع طبیعی، گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی (mohtaseb@ut.ac.ir)
۳. دانشگاه تهران، پردیس کشاورزی و منابع طبیعی، گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی (morteza.mtsb@gmail.com)

چکیده

امروزه با توجه به افزایش کاربرد اتوماسیون صنعتی در صنایع مختلف، نیاز به طراحی و ساخت دستگاه‌های خودکار با قابلیت‌های بالا در صنایع فرآوری ماهی و آبیان بیشتر احساس می‌شود. به دلیل لغزنده بودن پوست ماهی و پایین بودن ضریب اصطکاک، کنترل ماهی بسیار دشوار می‌باشد. از آنجاییکه عملیات فرآوری ماهی به صورت مرحله به مرحله صورت می‌گیرد، لازم است تا گیره ماهی علاوه بر داشتن قابلیت بالا در تثبیت، امکان انجام عملیات فرآوری توسط ابزارهای تمیزکن ماهی را نیز میسر سازد. به منظور ساخت دستگاهی بهینه، پس از طراحی کلیه قطعات در نرم‌افزار کتیا، مدل نهایی در نرم‌افزار آدمز شبیه‌سازی شد. با انجام شبیه‌سازی، کلیه نیروها و گشتاورهای لازم برای موتورها و جک‌های بادی در بیشینه ظرفیت دستگاه (۱۰ ماهی بر دقیقه) استخراج شد. در این شرایط مقدار گشتاور لازم برای استپر موتور محرک بازوی برش شکم $2/14 \text{ N.m}$ تعیین شد. همچنین بیشترین نیروی لازم جهت تضمین عملکرد دستگاه در بخش برش سر، مقدار $332/45 \text{ N}$ به دست آمد. به همین ترتیب بیشینه گشتاور لازم برای موتور استفاده شده در بخش تخلیه کن شکم، مقدار $0/69 \text{ Nm}$ تعیین شد. نهایتاً، بیشینه نیروی لازم برای جک استفاده شده در بخش تمیزکن ماهی نیز $38/76 \text{ N}$ به دست آمد.

کلمات کلیدی:

ماهی قزل‌آلا، دستگاه تمیزکن ماهی، شبیه‌سازی، تحلیل دینامیکی

*نویسنده مسئول:

mohtaseb@ut.ac.ir

طراحی و شبیه‌سازی سینماتیکی و دینامیکی دستگاه خودکار تمیزکن ماهی قزل آلا

۱- مقدمه

ماهی‌ها پس از صید توسط ماهی‌گیران، به صورت بصری و با استفاده از دست جدا شده و یا در کارخانه‌ها توسط دستگاه درجه‌بند و براساس اندازه و وزن درجه‌بندی می‌شوند. درجه‌بندی ماهی با استفاده از دستگاه سبب کاهش هزینه‌ها و همچنین افزایش میزان تولید شده و موجب افزایش بازده مربوط به سایر بخش‌ها نیز خواهد شد. این فرآیند سبب افزایش کیفیت نهایی محصول می‌شود ولی در مقابل نیاز به سرمایه‌گذاری اولیه داشته و پیچیدگی‌های مربوط به ساختار را نیز به همراه دارد [۱]. در کارخانجات فرآوری ماهی و همچنین فروشگاه‌های عرضه ماهی لازم است ماهی جهت انجام هر گونه عملیات تمیز کردن به صورت مناسب تثبیت شود. به دلیل لغزنده بودن پوست ماهی و پایین بودن ضریب اصطکاک، معمولاً کنترل ماهی بسیار دشوار می‌باشد. از آنجاییکه عملیات فرآوری ماهی به صورت مرحله به مرحله صورت می‌گیرد، نیاز است تا گیره ماهی علاوه بر داشتن قابلیت مناسب در تثبیت، امکان انجام عملیات فرآوری توسط ابزارهای تمیزکن ماهی را نیز میسر سازد.

با توجه به بالا بودن قیمت دستگاه‌های تمیزکن ماهی و همچنین محدود بودن قابلیت سامانه‌های موجود در بازار، دستگاهی با قابلیت انجام همزمان مراحل برش شکم، برش سر، تخلیه و تمیز کردن ماهی طراحی و ساخته شد. علاوه بر این، به دلیل اینکه انتخاب اندازه ماهی در برخی از فروشگاه‌ها کاملاً مطابق با سلیقه مشتری می‌باشد لذا از سامانه پردازش تصویر برای اندازه‌گیری ابعاد ماهی استفاده شد. با کینگهام^۱ [۲] در طرح خود دستگاه تمیزکن ماهی با قابلیت برش سر را ارائه کردند. در نمونه ساخته شده توسط آن‌ها ماهی با استفاده از دو صفحه فلزی جهت برش سر به طور ثابت نگه داشته می‌شد تا در مکان مناسب، سر ماهی جدا گردد. به منظور برش مناسب سر از مکانیزم دیگری استفاده شده بود تا ضمن نگهداری بدن ماهی، سر ماهی نیز در موقعیت مناسب قرار گیرد. گیره طراحی شده تنها قابلیت برش سر را به سامانه می‌داد. در این سامانه ماهی به صورت ثابت نگه داشته شده و ابزار به سمت سر حرکت می‌کرد.

لازم به ذکر است در صورتیکه ماهی‌ها در حال حرکت باشند ظرفیت سامانه بالاتر می‌باشد. لذا سامانه مورد استفاده توسط داسیلوا و ویکراماراجی از لحاظ برآورده کردن شرایط دینامیکی و بالاتر بودن ظرفیت سامانه، از سامانه مورد استفاده توسط باکینگهام و همکاران در اولویت طراحی قرار دارد. در نمونه دیگر لانگ^۲ [۳] دستگاهی را برای برش سر ماهی سالمون طراحی کردند. در این دستگاه ماهی‌ها به صورت دستی در نشیمنگاه خود قرار داده شده و سپس توسط یک جک هیدرولیک تا محل برش انتقال داده می‌شدند. به منظور تامین حرکت خطی سامانه از یک موتور دورانی به همراه مکانیزم تبدیل حرکت دورانی به حرکت خطی استفاده شد. این دستگاه نیز برای گرفتن ماهی برای برش سر توسعه داده شد.

۱- Buckingham

۲- Lang

در طرحی دیگر کتلس^۱ [۴] سامانه‌ای به منظور قرارگیری مناسب ماهی در خط فرآوری در حین برش سر پیشنهاد کردند. آن‌ها در این طرح از نشیمنگاه‌های فلزی نصب شده بر روی زنجیر استفاده کردند. در این طرح، ماهی‌هایی که برای برش سر به محل برش می‌رسیدند؛ توسط یک مکانیزم پایین‌آورنده در محل خود تثبیت می‌شدند. این مکانیزم در واقع در اثر بالا رفتن دم ماهی در حین برش سر، به صورت مکانیکی فعال گردیده و در طرف مقابل سبب وارد شدن فشار به ناحیه سر ماهی برای تثبیت ماهی در حین برش می‌شد.

در دستگاه پیشنهادی در تحقیق حاضر، علاوه بر اینکه دستگاه قابلیت انجام مراحل مختلف تمیز کردن شکم، برش شکم و برش و جدا کردن سر ماهی را خواهد داشت، این امکان را به دستگاه‌های فرآوری خواهد داد که بتوان تمام مراحل مذکور را در یک دستگاه خودکار و همچنین در اندازه‌های مختلف ماهی انجام گردد.

در سامانه‌ی دیگر ریان^۲ [۵] دستگاهی به منظور گرفتن ماهی جهت برش و تمیز کردن شکم را طراحی کردند. در این سامانه برخلاف طرح پائولسون^۳ [۶] که در آن ماهی‌ها به پشت بر روی نقاله منتقل می‌شدند؛ ماهی‌ها با شکم به سمت پایین بین دو تسمه نگهدارنده در طول دستگاه منتقل می‌شدند. از جمله مزایای گیره‌های تسمه‌ای به گیره‌های انگشتی، هدایت آسانتر ماهی می‌باشد ولی امکان انجام همزمان عملیات مختلف (برش سر، برش شکم، تخلیه و ...) در استفاده از گیره‌های تسمه‌ای وجود ندارد.

کوالسکی^۴ [۷] ابزاری به منظور گرفتن ماهی حین جدا کردن (مکش) لخته‌های خونی چسبیده به ستون فقرات ماهی طراحی کردند. این ابزار تنها برای گرفتن ماهی به منظور مکش خون آبه‌ها و لخته‌های خونی ماهی بوده و به نوعی گیره‌ی تک‌کاربره در صنعت فرآوری ماهی می‌باشد. این گیره در دستگاه فیله‌کن ماهی مورد استفاده قرار گرفت. در طرحی دیگر کریستنسن^۵ [۸] از نقاله‌ای مخصوصی برای حمل ماهی استفاده کردند. در نقاله‌های ساخته شده برخلاف گیره‌های پیشنهاد شده توسط سایر محققان، ماهی‌ها به صورت عمود بر جهت حرکت قرار داشته و از سمت سر توسط چنگه‌ای تثبیت می‌شوند. این دستگاه برای انجام عملیات تمیز کردن شکم پیشنهاد شده است.

ریان^۶ [۹]؛ در طرحی دیگر زنجیر کوچکی به عنوان گیره حمل برای انجام عملیات فرآوری بر روی ماهی سالمون پیشنهاد کردند. در این طرح، ماهی‌ها پس از برش سر و تخلیه شکم از سمت داخل بر روی زنجیر نقاله سوار می‌شوند به‌طوریکه زائده‌های تیز موجود در یک طرف زنجیر به استخوان ستون فقرات ماهی از سمت داخل شکم نفوذ می‌کند. براگر^۷ [۱۰] ابزاری را جهت استخراج احشاء ماهی پیشنهاد کردند. کاربرد ابزار پیشنهاد شده برای برش فیله‌های ماهی می‌باشد ولی آن‌ها این ابزار را برای تخلیه مواد درون شکم ماهی نیز پیشنهاد داده‌اند. روش کار به گونه‌ای است که با حرکت ماهی به سمت ابزار برشی، مواد درون شکم با تیغه برخورد کرده و تخلیه می‌شود. جهت امکان‌پذیری تخلیه مواد موجود در شکم، نیاز بود تا سر ماهی در مرحله قبل، از بدن جدا شده باشد.

Ketels - 1

Ryan - 2

Paulsohn - 3

Kowalski - 4

Kristensen - 5

Ryan - 6

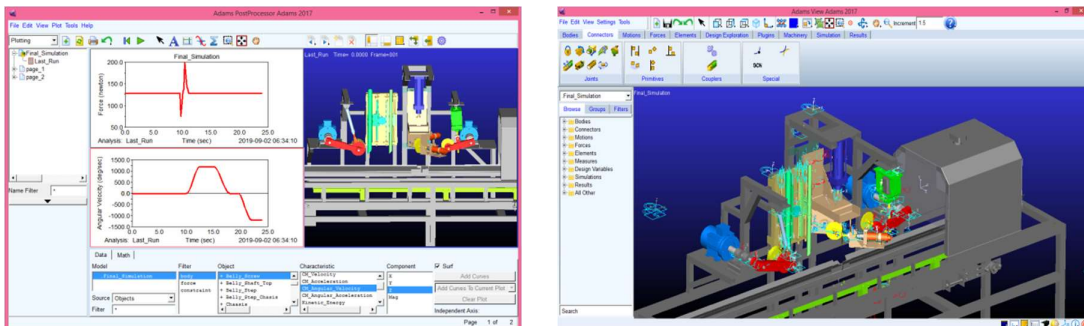
Braeger - 7

هر یک از طرح‌های بیان شده در بالا ابزارها و دستگاه‌هایی هستند که برای برش و تخلیه شکم، برش سر، مکش اجزای داخلی داخلی شکم ماهی طراحی شده‌اند. به دلیل اینکه در طرح پیشنهاد شده در تحقیق حاضر دامنه بزرگتری از ابعاد ماهی فرآوری خواهد شد، لذا ضروری است تا هر یک از ابزارهای برش، تمیز کن و تخلیه کن علاوه بر فعال شدن در حین رسیدن ماهی به موقعیت تعیین شده عملیات برش را به صورت اختصاصی برای هر یک از ماهی‌ها انجام دهند.

در این تحقیق به منظور طراحی و ساخت دستگاه تمیز کن ماهی، مدل اولیه در نرم افزار کتیا طراحی شد. به منظور بررسی حرکت بازوهای برش دهنده و تخلیه کن، تحلیل سینماتیکی دستگاه انجام شده و اصلاحات لازم دوباره در مدل نرم‌افزاری انجام شد. نهایتاً با چندین بار اصلاح طرح و تکمیل آن، به نرم‌افزار آدمز وارد شد. پس از تعیین قيود لازم و شرایط مرزی، شبیه‌سازی اجرا شده و نیروها، گشتاورها، سرعت، شتاب زاویه‌ای و توان مصرفی لازم در چهار زیر مجموعه عملکردی دستگاه استخراج شد. نهایتاً بر مبنای این مقادیر، موتورها و جک‌های بادی لازم برای هر یک از بخش‌های دستگاه انتخاب شد.

۲- مواد و روش‌ها

پس از طراحی دستگاه در نرم‌افزار کتیا لازم بود تا موتورها و جک‌های محرک دستگاه انتخاب شوند. بنابر این نیاز به محاسبه گشتاور و دور دورانی استپر موتورها و همچنین نیرو و سرعت حرکتی جک‌های بادی می‌باشد. ساده ترین روش، طراحی قطعات و استخراج وزن هر یک از بخش‌های محرک سامانه و سپس محاسبه نیروها با استفاده از روش مرسوم و محاسبات عددی می‌باشد. باید توجه داشت که در استفاده از این روش تعیین دقیق اینرسی قطعات متحرک، نیروهای عکس‌العمل وارده از طرف هر یک از اجزا به یکدیگر با مشکلاتی روبرو می‌باشد؛ مگر اینکه مسئله ساده سازی شود. لازم به ذکر است در ساده‌سازی قطعات علاوه بر زمان بر بودن مراحل محاسبات، عکس‌العمل قطعات و شرایط اصطکاک دینامیکی و استاتیکی هر یک از آن‌ها همانند حالت واقعی نخواهد بود. بنابراین برای نزدیک کردن نتایج خروجی به مقدار واقعی، کاهش محاسبات عددی و افزایش دقت نتایج خروجی از نرم افزار آدمز^۱ ۲۰۱۷ برای شبیه‌سازی حرکتی دستگاه استفاده شد. بدین منظور طرح اولیه مدل طراحی شده در نرم افزار کتیا وارد محیط نرم‌افزار آدمز شد. همچنین نحوه وارد کردن مدل و استخراج نتایج نرم‌افزار آدمز در شکل (۱) نشان داده شده است.



شکل ۱ - تصویر نحوه شبیه‌سازی، استخراج نمودارهای حرکتی و منوهای قيود

پس از وارد کردن مدل طراحی شده به نرم افزار آدامز، اولین مرحله نام‌گذاری قطعات می‌باشد. در مرحله بعد کلیه قطعات قیدگذاری شده و خطاهای احتمالی بین آن‌ها اصلاح گردید. سپس نیاز است تا حرکت‌های لازم بخش‌های محرک دستگاه در نظر گرفته شود. بدین منظور برای قیدهای لولای^۱ استپر موتورهای زیرمجموعه‌های برش شکم و تخلیه احشاء، حرکت دورانی^۲ در نظر گرفته شد. به همین ترتیب برای قیدهای جابجایی مستقیم^۳ جک-های بادی زیرمجموعه‌های برش سر و تمیز کن شکم ماهی، حرکت مستقیم^۴ در نظر گرفته شد.

در برخی از قسمت‌های دستگاه نیاز است تا علاوه بر تعیین قیود و انواع حرکت، بین اجزای درگیر با یکدیگر برخورد^۵ در نظر گرفته شود. این برخورد در زیرمجموعه تخلیه شکم بین پینیون و چرخ دنده شانه‌ای در نظر گرفته شد. برای تعیین اصطکاک استاتیکی و دینامیکی بین قطعات از مدل اصطکاک کلمب^۶ استفاده شد. همچنین با توجه به آنکه پیچ و مهره قدرت مورد استفاده برای زیرمجموعه برش شکم هر دو از جنس فولاد بوده و از گریس در این ناحیه به‌عنوان روانکار استفاده خواهد شد، مقدار ضریب اصطکاک استاتیکی در تماس فولاد با فولاد مقدار ۰/۱۶ در نظر گرفته شد [۱۱]. همچنین مقدار ضریب اصطکاک دینامیکی در استفاده از گریس مقدار ۰/۰۸ قرار داده شد [۱۲]. برای سایر قطعات خشک دستگاه مقادیر ضریب اصطکاک استاتیکی و دینامیکی به ترتیب ۰/۱ و ۰/۲ در نظر گرفته شد. به‌منظور تعیین نوع حرکت قطعات محرک دستگاه از توابع گام^۷ استفاده شد. ترتیب حرکتی دستگاه به گونه‌ای است که پس از ورود ماهی به دستگاه و استخراج اندازه و تعیین محل‌های برش با استفاده از روش پردازش تصویر، در مرحله اول برش طولی توسط زیرمجموعه برش شکم ایجاد می‌شود. در مرحله بعد سر ماهی جدا شده و پس از تخلیه مواد درون شکم، داخل ماهی تمیز می‌شود. در این راستا نیاز بود تا ترتیب زمانی هر یک از عملگرها نیز در شبیه‌سازی در نظر گرفته شود. لذا چهار گام حرکتی برای هر یک از چهار عملگر دستگاه بر مبنای زمان حرکت و سرعت‌های حرکت دورانی و خطی بسته به نوع حرکت بخش‌های محرک در نظر گرفته شد. هر جفت از این گام‌ها برای هر یک از مراحل رفت و برگشت عملگر در نظر گرفته شد به‌طوری‌که به‌عنوان مثال برای استپر موتور زیرمجموعه برش شکم در گام اول حرکت شروع شده و با رسیدن به انتهای مسیر گام دوم حرکت مربوط به کاهش سرعت و توقف موتور صادر می‌شود.

بسته به اندازه ماهی، مدت زمانیکه طول می‌کشد تا تیغه در پایین‌ترین موقعیت خود قرار بگیرد، در فاصله زمانی بین گام دوم و سوم لحاظ شده و در گام سوم دستور برگشت به استپر موتور داده می‌شود. در گام چهارم و با رسیدن بازوی تیغه برش به انتهای مسیر، دستور توقف به استپر موتور صادر می‌شود. لازم به ذکر است از آنجایی‌که در فرآیند شبیه‌سازی مدل به‌صورت عملی دارای حرکت می‌باشد، نحوه حرکت و نزدیک شدن تیغه به ماهی و عدم برخورد آن به گیره حامل، با آزمون و خطا بررسی شده و بهترین نوع حرکت بسته به حرکت خطی ماهی در نظر گرفته شد.

1- Revolute joint

2- Rotational Motion

3- Translational Joint

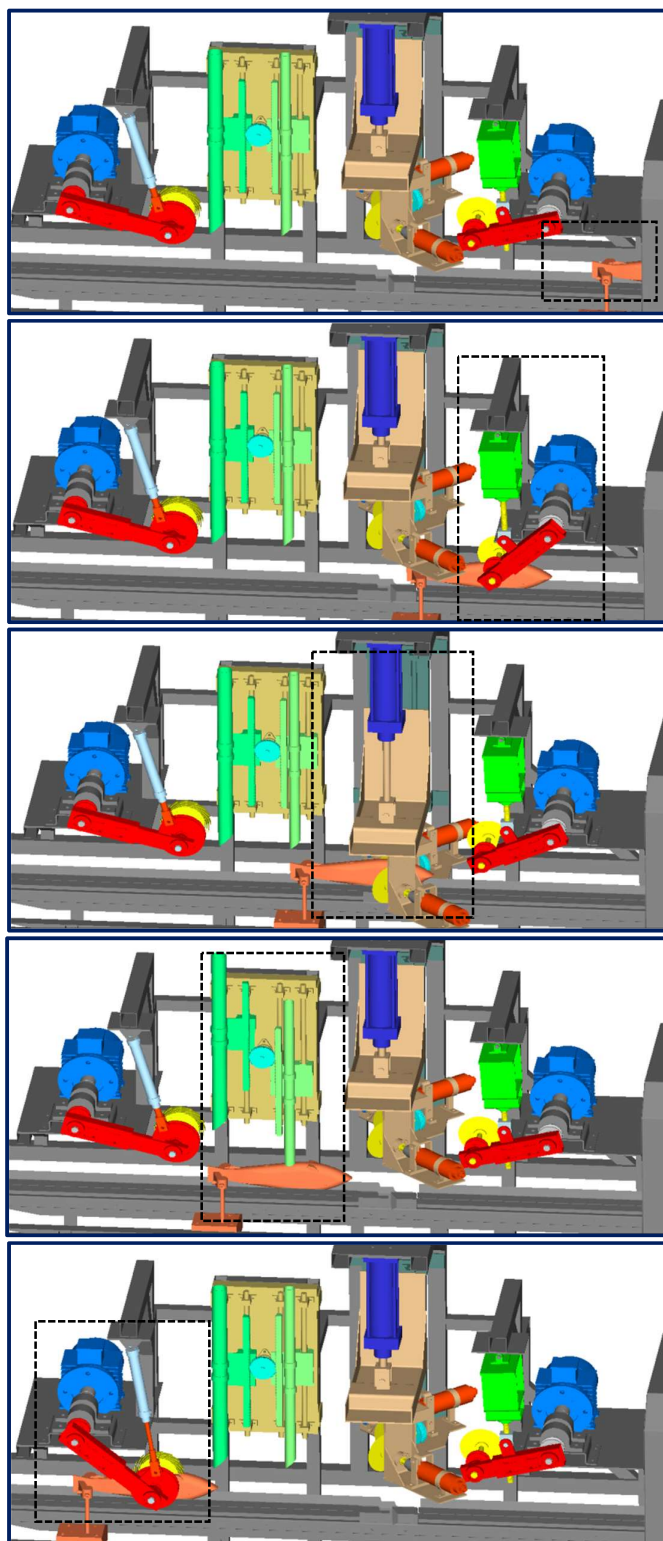
4- Translational Motion

5- Contact

6- Colomb

7- Step

برای اجرای شبیه سازی در این شرایط نیاز بود تا برخی ملاحظات و محاسبات اولیه صورت گیرد. به عنوان مثال نیاز بود تا بر حسب تعداد بر دقیقه، سرعت حرکت ماهی در کانال تعیین شود چراکه سرعت نزدیک شدن هر یک از عملگرها به ماهی، انجام کلیه محاسبات و نوشتن توابع گام بر مبنای این سرعت انجام خواهد شد. در شکل (۲) نحوه حرکت عملگرهای هر یک از زیرمجموعه‌های دستگاه نشان داده شده است.



ورود ماهی

برش شکم

برش سر

تخلیه شکم

تمیز کردن شکم

شکل ۲- نحوه شبیه‌سازی حرکتی و مراحل تمیز کردن ماهی در هر یک از زیرمجموعه‌های دستگاه.

۲-۱- محاسبات مربوط به استپر موتورهای محرک زیرمجموعه‌های برش شکم و تخلیه کن احشاء

با در نظر گرفتن شرایط کاری، تعیین ضرایب اصطکاک استاتیکی و دینامیکی، تعیین برآوردها^۱ و قیود لازم، شبیه‌سازی حرکتی انجام شد. از آنجاییکه سرعت حرکت خطی ماهی در راستای طول دستگاه در ظرفیت‌های مختلف متفاوت می‌باشد، در هر یک از ظرفیت‌ها نیاز بود تا متناسب با سرعت حرکت ماهی، بازوی برش شکم پایین آمده، مدت زمان لازم بر حسب طول و سرعت ماهی در موقعیت برش مانده و برشی از ابتدای باله شکمی تا سر ماهی را انجام دهد.

علاوه بر تعیین گشتاور، سرعت و شتاب دورانی و انرژی مصرفی در طول جابجایی بازوی برش استخراج شد. نهایتاً گشتاور بیشینه با ظرفیت ۱۰ ماهی بر دقیقه ملاک انتخاب استپر موتورهای زیرمجموعه‌های برش شکم و تخلیه-کن احشاء شکم، قرار گرفت. برای جابجایی بازوی برش شکم از یک پیچ قدرت استفاده شد. به دلیل استفاده از این پیچ، در صورتیکه استپر موتور در حالت خاموش قرار داشته باشد هیچ نیرویی به موتور وارد نمی‌شود و به راحتی متوقف می‌شود. از آنجاییکه زیرمجموعه تخلیه احشاء شکم دارای ساختار متفاوتی می‌باشد، از یک استپر موتور گیربکس دار استفاده شد تا به محض توقف موتور، لوله‌های مکنده در موقعیت خود ثابت شوند.

۲-۲- محاسبات مربوط به جک‌های بادی زیرمجموعه‌های برش سر و تمیز کن شکم

در دو بخش از دستگاه تمیز کن ماهی جک بادی استفاده شد. یکی از جک‌ها در زیرمجموعه برش سر و دیگری در زیرمجموعه تمیز کن شکم به کار گرفته شد. لازم به ذکر است برای به دست آوردن نیروی لازم برای جک زیرمجموعه برش سر، علاوه بر استفاده از نرم‌افزار آدمز نیاز بود تا در کنار شبیه‌سازی حرکتی، تحلیل سینماتیکی و دینامیکی کل مجموعه دستگاه به صورت محاسبات اولیه نیز صورت گیرد.

از آنجاییکه سیلندر بادی یکطرفه در حالت رفت نیروی زیادتری را اعمال می‌کند، بهتر است تا برای بار بیشتر (بلند کردن زیر مجموعه برش سر) از حالت رفت سیلندر استفاده شود؛ ولی از آنجاییکه تا رسیدن ماهی بعدی زمان کافی برای جک وجود دارد، این جک می‌تواند با سرعت پایین‌تری به موقعیت اولیه خود برگردد؛ بنابراین جهت اجتناب از پیچیدگی ساخت دستگاه، از جک بادی به صورت عمودی و با موقعیت سر پیستون به سمت پایین استفاده شد. با فرض حرکت ماهی با سرعت ثابت در کانال هادی، هرچه سرعت نفوذ تیغه در بدن ماهی بیشتر باشد برشی با کیفیت بالاتر انجام خواهد شد. بنابراین در عمل پس از به دست آوردن بیشینه نیروی لازم برای نفوذ تیغه، بیشترین سرعت نفوذ (۵۰۰ mm/s) برای جک در نظر گرفته خواهد شد چراکه این سرعت نفوذ، برای ظرفیت‌های پایین دستگاه که در آن ماهی با سرعت پایین‌تری حرکت می‌کند نیز مناسب می‌باشد.

حال با دانستن اینکه نیروی اعمالی از طرف جک در جهت مقاومت در برابر سقوط آزاد زیرمجموعه برش به-ویژه در انتهای کورس حرکتی می‌باشد، مدل طراحی شده به نرم‌افزار آدمز وارد شده و کلیه قیدهای لازم، نحوه حرکت اجزا و ضرایب اصطکاک برای بخش‌های متحرک دستگاه در نظر گرفته شد. از بین مقادیر نیرویی به دست آمده در سه سرعت، بیشترین نیروی لازم مربوط به جابجایی با سرعت ۵۰۰ mm/s حاصل شد. پس از تعیین مقدار نیرو، کام بعدی انتخاب جک بادی می‌باشد در انتخاب جک بادی موارد زیر در نظر گرفته خواهد شد:

۱- ضریب طراحی

۲- نیروی جک

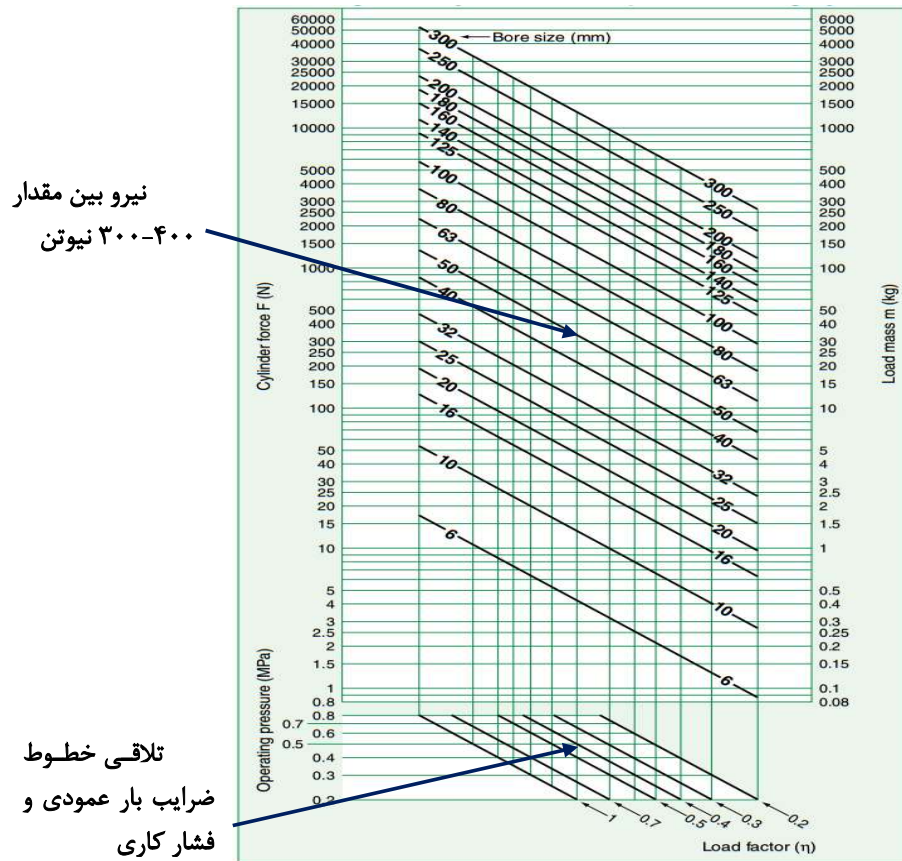
۳- ضریب بار در حالت کارکرد قائم

۴- فشار باد

۵- ضریب سرعت

با در نظر گرفتن فاکتور طراحی برای این زیرمجموعه، بیشینه نیروی مورد انتظار از جک، ۱/۵ برابر نیروی خروجی از نرم‌افزار آدمز، برابر با مقدار ۳۳۲/۴۵ N در نظر گرفته شد. حال با توجه به این نیرو، قطر خارجی جک بر اساس شکل (۳) نمودار تعیین قطر سیلندر بر حسب مقدار نیرو، ضریب بار کارکرد قائم و فشار کاری در حالت برگشت.

تعیین خواهد شد. در صورتیکه کارکرد جک به صورت افقی در نظر گرفته شده و فشار کاری ۰/۸ MPa در نظر گرفته شود، استفاده از یک جک با قطر ۳۲ میلی‌متر کافی خواهد بود. لازم به ذکر است در صورتیکه از جک در حالت قائم استفاده شود، بار تحملی توسط جک به ۵۰٪ کاهش خواهد یافت. این مقدار در سرعت‌های کارکردی بالا تا مقدار ۰/۲۰ نیز می‌تواند کاهش داشته باشد. در واقع در انتخاب جک علاوه بر در نظر گرفتن فاکتور طراحی، فاکتور بار حالت عمودی نیز باید در نظر گرفته شود. همچنین برای اینکه سامانه از کارکرد مطلوب در فشارهای کم باد برخوردار باشد، مقدار فشار باد ۰/۴ MPa در نظر گرفته شد.



شکل ۳- نمودار تعیین قطر سیلندر بر حسب مقدار نیرو، ضریب بار کارکرد قائم و فشار کاری در حالت برگشت.

همان‌طور که در قسمت پایین شکل (۳) نشان داده شده است، با در نظر گرفتن ضریب بار عمودی به مقدار ۰/۵ در فشار کاری ۰/۴ MPa و برخورد دادن خط عمودی حاصل از این دو با قطر خارجی جک بادی به قطر ۳۲ میلی‌متر

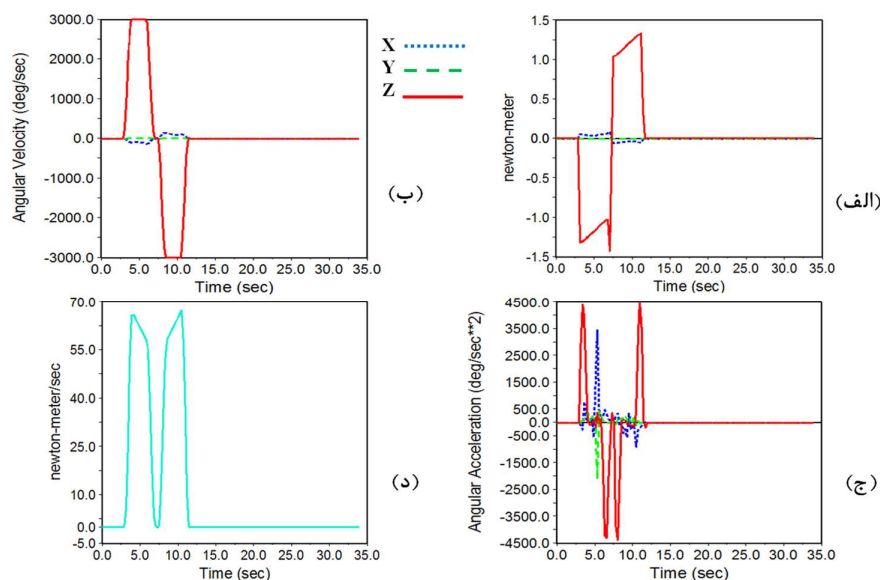
نیروی تامینی بین دو مقدار ۱۰۰ و ۱۵۰ نیوتن به دست می‌آید که از مقدار مورد نیاز (۳۳۲/۴۵ N) کمتر می‌باشد. بنا بر این با ادامه خط حاصل از برخورد ضریب کارکرد در حالت قائم و فشار کاری، جک بادی با قطر ۵۰ میلیمتر با تامین نیروی بین ۴۰۰-۳۰۰ نیوتن انتخاب گردید. باید توجه داشت از آنجاییکه در جک‌ها بار تحمیلی در حالت جمع شدگی کمتر از حالت رفت می‌باشد لذا مقدار نیرو بر مبنای نیروی جک برای حالت جمع شدگی محاسبه شد. فرآیند مشابهی برای تعیین نیروی جک زیرمجموعه تمیزکن شکم نیز انجام شد. بدین صورت که در ضریب بار ۰/۵ و فشار باد ۰/۴ MPa، جک بادی با قطر ۲۰ میلیمتر با قابلیت تامین نیروی بین ۴۰-۳۰ نیوتن برای بالاترین ظرفیت دستگاه (۱۰ ماهی بر دقیقه) انتخاب شد.

۳- نتایج و بحث

پس از شبیه‌سازی حرکتی دستگاه در نرم‌افزار آدمز، نتایج مربوط به هر یک از چهار زیرمجموعه دستگاه در زیر ارائه شده است. به منظور طراحی بهینه و مشاهده روند تغییر نیروها و گشتاورها، بیشینه ظرفیت لازم برای دستگاه در نرم‌افزار آدامر شبیه‌سازی شد.

۳-۱- انتخاب موتور محرک زیرمجموعه برش شکم

زیرمجموعه برش شکم اولین بخش دستگاه می‌باشد که در آن با استفاده از تیغه دورانی متصل به بازوی حامل تیغه، برشی طولی از ناحیه باله شکمی تا سر ماهی ایجاد می‌شود. شکل ۴) نتایج مربوط به شبیه‌سازی حرکتی برای تعیین مشخصات موتور زیرمجموعه برش شکم را نشان می‌دهد. در این شکل، گشتاور لازم برای انجام عملیات برش، سرعت زاویه‌ای، شتاب زاویه‌ای و انرژی مصرفی در ظرفیت ۱۰ ماهی بر دقیقه ارائه شده است.



شکل ۴- نتایج نرم‌افزار آدمز برای تعیین مشخصات موتور زیرمجموعه برش شکم (۱۰ ماهی بر دقیقه).

همانطور که در این شکل نشان داده شده است، سرعت و شتاب زاویه‌ای حرکتی زیرمجموعه برش حول محور Z بیشترین مقدار می باشد. مقدار بیشینه گشتاور $1/431 \text{ N.m}$ به دست آمد.

با توجه به موارد فوق‌الذکر، در تعیین گشتاور مربوط به موتور محرک بازوی برش شکم، بیشترین مقدار گشتاور لازم مربوط به ظرفیت ۱۰ ماهی بر دقیقه می باشد. با در نظر گرفتن ضریب طراحی $1/5 - 1/25$ ، مقدار گشتاور لازم برای استپر موتور محرک بازوی برش شکم $1/79 - 2/14 \text{ N.m}$ به دست می آید. براساس محاسبات انجام شده استپر موتور مدل 57PH20 با مقدار گشتاور 20 kg.cm معادل $1/96 \text{ N.m}$ انتخاب شد. با در نظر گرفتن این استپر موتور، ضریب طراحی $1/37$ حاصل می شود که برای کارکرد شرایط دستگاه قابل قبول می باشد. قابل ذکر است که با توجه به فاصله زمانی کافی در بین گیره‌های ماهی، زمان کافی برای برگشت این بازو به موقعیت اولیه وجود دارد. از آنجاییکه در این شبیه‌سازی مرحله برگشت هم با سرعتی برابر با مرحله رفت در نظر گرفته شده است، لذا در حالت کارکرد عملی، استپر موتور انتخاب شده به مراتب در شرایط آسان‌تری کار خواهد کرد.

۲-۳- انتخاب جک محرک زیرمجموعه برش سر

نتایج مربوط به خروجی نرم‌افزار آدامز در شکل ۵ ارائه شده است. برای اینکه زیرمجموعه برش شکم بتواند در زمان لازم سر ماهی را به‌طور مناسب برش دهد، لازم است تا بین سرعت نفوذ تیغه در ماهی، نیروی جک و ظرفیت دستگاه موازنه‌ای برقرار گردد. مقدار نیروی بیشینه جک در ظرفیت ۱۰ ماهی بر دقیقه $221/63$ نیوتن به دست آمد.

همانطور که در شکل ۵-الف نشان داده شده است، مقدار نیروی تامینی توسط جک در حالت توقف زیرمجموعه برش سر بین $130 - 127/5$ نیوتن می باشد. از این رو باید جک قابلیت تامین نیروی حاصل از وزن زیرمجموعه برش در بالاترین موقعیت را داشته باشد. با رسیدن ماهی به موقعیت برش سر، جک فعال شده و به سمت پایین حرکت می کند. با حرکت به سمت پایین از نیروی وارده به جک کاسته می شود ولی با رسیدن زیرمجموعه به انتهای مسیر، نیروی وارده بر جک به‌طور ناگهانی افزایش می یابد. مقدار نیروی لازم برای ظرفیت ۱۰ ماهی بر دقیقه در سرعت 500 mm/s جک بادی، مقدار $221/63 \text{ N}$ به دست آمد.

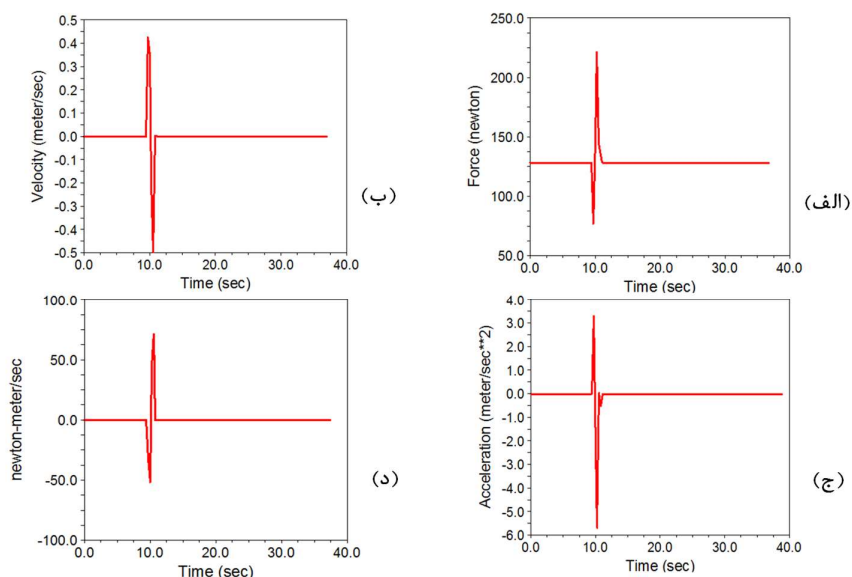
با در نظر گرفتن مقدار ضریب طراحی $1/5$ و ضرب آن در مقدار نیروی به دست آمده از نرم‌افزار، مقدار نهایی نیرو که بر اساس آن جک انتخاب خواهد شد مقدار $332/45$ نیوتن به دست آمد. با مراجعه به شکل ۳ بر حسب موقعیت کاری جک (قائم یا افقی) و فشار باد، اندازه جک بادی براساس بیشینه نیروی لازم برای جابجایی زیرمجموعه برش سر مقدار $332/45$ نیوتن تعیین شد.

به دلیل اینکه نیروی اعمالی از طرف جک در حالت رفت بیشتر از نیروی برگشت می باشد، برای انتخاب جک از نمودار نیروی مربوط به جک در حالت برگشت استفاده شد تا در صورت بالا آمدن، جک انتخابی نیروی لازم برای جابجایی زیرمجموعه برش سر را فراهم آورد. از طرفی باید در نظر داشت سرعت عملکردی جک از مهمترین ملاک‌ها برای تعیین اندازه جک می باشد. این مورد با لحاظ شرایط اولیه شبیه‌سازی در نرم‌افزار آدامز در نظر گرفته شد. با دنبال کردن خط حاصل از تقاطع محور مربوط به ضریب کارکرد قائم با ضریب $0/5$ و محور فشار باد $0/4 \text{ MPa}$ خطی قائم حاصل می شود. با برخورد این خط با خط افقی مربوط به محور نیرو در اندازه نیروی $332/45$ سیلندر با قطر داخلی 50 میلی‌متر انتخاب شد.

برای انجام عمل برش و اجتناب از برخورد تیغه‌های دورانی به ماهی و گیره‌های آن، حداقل طول جابجایی مناسب برای پیستون 180 میلی‌متر می باشد، ولی به منظور اطمینان از عدم برخورد ماهی به تیغه‌های دورانی، از بین

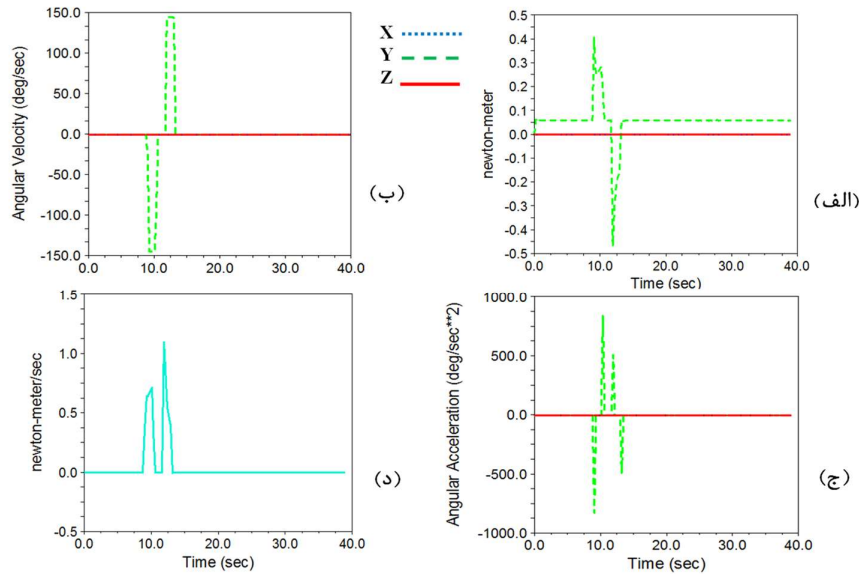
دو اندازه ۲۰۰ میلی‌متر و ۲۵۰ میلی‌متر، اندازه بزرگتر به‌عنوان کورس جک در نظر گرفته شد. نهایتاً طبق موارد بیان شده جک نیوماتیک با قطر داخلی ۵۰ میلی‌متر و کورس ۲۵۰ میلی‌متر به‌عنوان بازوی محرک زیرمجموعه برش سر انتخاب شد.

از این رو سرعت نفوذ ۵۰۰ mm/s به‌عنوان سرعت نهایی نفوذ تیغه‌های برشی در نظر گرفته شد. تحت این شرایط میزان جابجایی طولی ماهی در ظرفیت‌های پایین‌تر کمتر می‌باشد که انتخاب این سرعت برای ظرفیت ۱۰ ماهی بر دقیقه و ظرفیت‌های پایین‌تر مناسب خواهد بود.



شکل ۵- نتایج نرم‌افزار آدامز برای تعیین مشخصات جک زیرمجموعه برش سر (۱۰ ماهی بر دقیقه)

۳-۳- انتخاب موتور محرک زیر مجموعه تخلیه کن شکم
نتایج مربوط به تعیین موتور محرک زیر مجموعه تخلیه کن مواد درون شکم در شکل ۶ ارائه شده است.



شکل ۶- نتایج نرم افزار آدمز برای تعیین مشخصات موتور زیرمجموعه تخلیه شکم (۱۰ ماهی بر دقیقه)

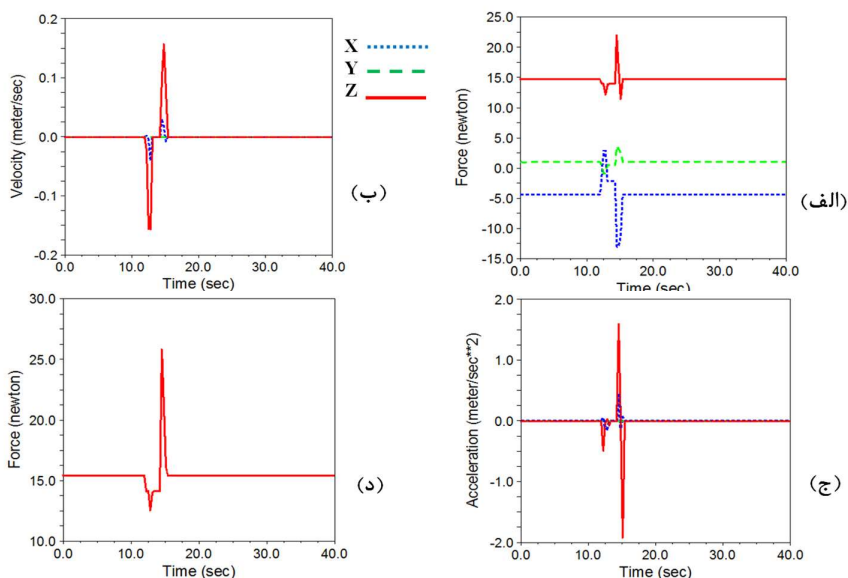
همان طور که در این شکل نشان داده شده است بیشترین گشتاور لازم برای جابجایی لوله‌های تخلیه در راستای قائم مربوط به بالاترین ظرفیت کاری دستگاه با تعداد ۱۰ ماهی بر دقیقه می‌باشد. در این بخش با رسیدن ماهی به موقعیت تخلیه شکم، استپر موتور با توجه به اندازه ماهی در جهت‌های ساعت‌گرد و یا پاد ساعت‌گرد چرخیده و به محض باز شدن لوله تخلیه، مواد درون شکم تخلیه می‌شود. لازم به ذکر است به دلیل استفاده از دو لوله تخلیه، گشتاور لازم برای بالابری هر یک از لوله‌ها در مقایسه با استفاده از یک لوله منفرد کمتر می‌باشد. پیشینه گشتاور لازم برای جابجایی لوله تخلیه مقدار 0.165 Nm به دست آمد. با در نظر گرفتن مقدار ضریب طراحی به مقدار $1/5$ ، گشتاور لازم 0.168 Nm تعیین گردید. به دلیل اینکه در این بخش پینیون به طور مستقیم به چرخ‌دنده شانه‌ای متصل می‌باشد، از این رو از یک استپر موتور گیرکس‌دار استفاده شد تا در صورت لزوم توقف لوله‌های تخلیه بلافاصله متوقف شود. بدین منظور در این بخش از یک استپر موتور با نسبت تغییر دور $1:18$ با گشتاور پیشینه 0.8 Nm استفاده شد.

۳-۴- انتخاب جک محرک زیر مجموعه تمیزکن شکم

پس از تخلیه محتویات داخل شکم نیاز است تا خون‌آبه‌های موجود در داخل شکم و مواد چسبیده به ستون فقرات ماهی نیز تمیز گردد. بدین منظور از یک برس دوار استفاده شد. به منظور جابجایی زیرمجموعه تمیزکن شکم نیاز بود تا از یک جک برای بالا و پایین آوردن برس دوار استفاده شود تا در حین عقب رفتن ماهی، از برخورد برس با گیره‌های ماهی اجتناب شود.

در این مرحله پس از عبور ماهی از مقابل زیرمجموعه برش شکم، زیرمجموعه برش سر و زیرمجموعه تخلیه‌کن شکم، مرحله آخر تمیز کردن ماهی در انتهای مسیر می‌باشد؛ به طوری‌که تا زمان رسیدن گیره‌ها به محل تمیز کردن شکم، بازوی زیر مجموعه تمیزکن بالابوده و به محض رسیدن ماهی، برس دورانی را پایین می‌آورد. و تا زمانیکه

ماهی در حال حرکت به سمت انتهای دستگاه می‌باشد، بسته به اندازه ماهی بازو در موقعیت پایین قرار داشته و پس از اتمام مرحله تمیز کردن، با فعال شدن جک بادی، بازوی برش به موقعیت اولیه برگردانده می‌شود. نتایج مربوط به خروجی نرم‌افزار آدامز در شکل ۷ ارائه شده است.



شکل ۷- نتایج نرم‌افزار آدامز برای تعیین مشخصات جک زیرمجموعه تمیز کن (۱۰ ماهی بر دقیقه).

در این نمودارها، نمودار نیرو در سه جهت x ، y و z (نمودار الف)، نمودار سرعت و شتاب مرکز جرم پیستون (نمودارهای ب و ج) و اندازه کل نیروها (نمودار د) ارائه شده است. همانطور که در این شکل نشان داده شده است، برخلاف جک استفاده شده در زیرمجموعه برش سر، علاوه بر وارد کردن نیرو در راستای محور z ، در دو جهت x و y نیز مولفه‌های نیرویی مشاهده شده است.

بیشینه نیروی لازم برای جابجایی بازوی زیرمجموعه تمیز کن شکم در ظرفیت ۱۰ ماهی بر دقیقه ۲۵/۸۴ نیوتن به دست آمد. با ضرب نیروی بیشینه در مقدار ۱/۵ به عنوان ضریب طراحی، اندازه نهایی نیرو که بر اساس آن جک انتخاب خواهد شد؛ مقدار ۳۸/۷۶ نیوتن به دست آمد. با مراجعه به نمودار ارائه شده در شکل ۳ بر حسب موقعیت کاری جک (قائم یا افقی) و فشار باد اندازه جک بادی بر اساس نیروی بیشینه لازم برای جابجایی زیرمجموعه برش سر تعیین شد.

به دلیل اینکه نیروی اعمالی از طرف جک در حالت رفت بیشتر از نیروی برگشت می‌باشد، برای انتخاب جک از نمودار نیروی مربوط به حالت برگشت استفاده شد تا در صورت بالا آمدن، جک انتخابی نیروی لازم برای جابجایی زیرمجموعه تمیز کن سر فراهم آورد.

از آنجاییکه بازوی مربوط به زیرمجموعه تمیز کن شکم نیز با زاویه قابل توجهی نسبت به خط قائم کار می‌کند، ضریب کارکرد قائم ۰/۵ انتخاب شد. انتخاب جک به نحوی است که با دنبال کردن خط حاصل از تقاطع محور مربوط به ضریب کارکرد قائم با ضریب ۰/۵ و محور فشار باد ۴ بار، خطی قائم حاصل می‌شود. با برخورد این خط با

خط افقی مربوط به محور نیرو در اندازه نیروی ۳۷/۸۶، قطر مناسب برای جک بین دو اندازه قطر داخلی ۱۶ میلی‌متر و ۲۰ میلی‌متر قرار می‌گیرد. نهایتاً مقدار بالاتر با قطر ۲۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد. برای انجام عمل تمیز کردن ماهی و اجتناب از برخورد برس دورانی به ماهی و گیره‌های حامل در حین عبور از مقابل زیر مجموعه تمیزکن، حداقل طول جابجایی قائم ۱۰۰ میلی‌متر می‌باشد، ولی به‌منظور اطمینان از عدم برخورد ماهی به تیغه‌های دورانی، از بین دو اندازه ۱۰۰ میلی‌متر و ۱۵۰ میلی‌متر، اندازه بزرگتر به‌عنوان کورس جک در نظر گرفته شد. نهایتاً طبق موارد بیان شده جک نیوماتیک با قطر داخلی ۲۰ میلی‌متر و کورس ۱۵۰ میلی‌متر به‌عنوان بازوی محرک زیرمجموعه تمیزکن انتخاب شد.

۴- نتیجه‌گیری

در این مطالعه دستگاهی با قابلیت انجام مراحل برش شکم، برش سر، تخلیه‌کن و تمیزکن ماهی قزل‌آلا توسط نرم افزار طراحی شد. در مرحله بعد به منظور ملاحظه رفتارهای سینماتیکی و همچنین تحلیل دینامیکی، مدل طراحی شده شبیه‌سازی شد. طرح بهینه زمانی حاصل می‌شود که از برخورد بازوها و قطعات عملکردی در حین کارکرد دستگاه خودداری شود. از این رو، پس از طراحی دستگاه در نرم افزار، شبیه‌سازی سینماتیکی انجام شده و برخوردها مورد بررسی قرار گرفتند. این کار تا زمان دریافت عملکرد مطلوب از جابجایی عملگرها انجام شد تا از هرگونه برخوردی در دستگاه اجتناب گردد. در مرحله بعد با ادامه روند شبیه‌سازی و اعمال قیدها و شرایط مرزی لازم، تحلیل دینامیکی انجام شد. این فرآیند منجر به استخراج بهینه نیروی لازم برای جک‌های بادی در زیرمجموعه‌های برش سر و تمیزکن و تعیین گشاورها و دوردورانی لازم برای انتخاب موتورهای مورد استفاده در زیرمجموعه‌های برش شکم و تخلیه‌کن شد.

۵- منابع

1. Booman, A. C, Parin, M. A, Zugarramurdi, A (1997). Efficiency of size sorting of fish. International journal of production economics, 48(3), 259-265.
2. Buckingham, R, Graham, A, Arnarson, H, Snaeland, P, Davey, P (2001). Robotics for de-heading fish a case study. Industrial Robot: An International Journal, Vol. 28 Iss 4 pp. 302 – 309.
3. Lang, H, Wang, Y & de Silva, C. W. (2008, September). An automated industrial fish cutting machine: Control, fault diagnosis and remote monitoring. In 2008 IEEE International Conference on Automation and Logistics (pp. 775-780). IEEE.
4. Ketels, D. (2008). U.S. Patent No. 7,467,995. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
5. Ryan, R. M. (2013). U.S. Patent No. 8,512,106. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
6. Paulsohn, C., Dann, A., Rüscher, R., & Brandt, M. (2010). U.S. Patent No. 7,828,635. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
7. Kowalski, W. (2015). U.S. Patent No. 8,956,205. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
8. Kristensen, I., & Jorgensen, D. B. (2016). U.S. Patent Application No. 15/030,078.
9. Ryan, R. M. (2017). U.S. Patent No. 9,839,223. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
10. Braeger, H. (2018). U.S. Patent No. 9,888,697. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
11. Godfrey, D. (1964). Friction of greases and grease components during boundary lubrication. ASLE TRANSACTIONS, 7(1), 24-31.
12. Gray, D. E. (1964). American institute of physics handbook. American Journal of Physics, 32, 389-389.

Design and kinematic and dynamic simulation of automatic salmon processing machine

Hossein Azarndel¹, Seyed Saeid Mohtasebi^{2*}, Seyed Morteza Mohtasebi³

1. Department of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Agricultural Engineering and Technology, University of Tehran, Karaj, Iran
2. Department of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Agricultural Engineering and Technology, University of Tehran, Karaj, Iran
3. Department of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Agricultural Engineering and Technology, University of Tehran, Karaj, Iran

Abstract

Today, due to the increasing application of industrial automation in various industries, the need to design and manufacture automated devices with high capabilities in the fish and aquaculture industries is highly felt. Due to the slippery skin of the fish and the low friction coefficient, it is very difficult to control the fish. Since the fish processing operation is done step by step, it is essential that the fish gripper with high capability to stabilize the fish, can also make different fish cleaning operations possible. In order to build an optimal device, the designed model in CATIA software was simulated in ADAMS software. By performing simulations, all the necessary forces and torques for motors and air jacks were extracted at the maximum capacity (10 fish per minute). Under these conditions, the maximum force required to provide this feeding rate was 332.45 N. Also, the torque of the belly cutting stepper motor was obtained as 1.79-2.14 Nm. The maximum required torque for the gutting stepper motor was set at 0.69 Nm. Finally, the maximum force of the cleaner jack was resulted in 38.76N.

Key words: Trout, fish cleaner machine, simulation, dynamic analysis

*Corresponding author
E-mail: mohtaseb@ut.ac.ir