

Summary in Dutch

In het kader van energiebesparing (dus kostenbesparing), is Fontijne Grotnes (FG) meer aandacht gaan schenken aan bestaande machines die veel energie verbruiken. Zij geven de voorkeur om deze machines verder te optimaliseren met behulp van simulatie modellen. Dit kan het ontwerp proces ondersteunen en de kans op succes aanzienlijk vergroten als deze machines in de werkelijkheid wordt toegepast. Hierbij zal de kostenreductie positief uitpakken. De “pijp expander” is geanalyseerd in dit verslag. Deze machine is in staat om buizen stap voor stap over de volledige lengte te expanderen om een zeer precieze inwendige diameter van een pijp te verkrijgen.

FG heeft opdracht gegeven om een deel van het hydraulische systeem van de pijp expander te simuleren in 2D-sim. De simulatie model zal verschillende subsystemen van de machine bevatten, zoals de “hydraulische cilinder” en de “hydraulische pomp” systemen. Voordat een simulatiemodel van de pijp expander kan worden gemodelleerd, wordt er eerst een korte literatuurstudie naar de werking van de machine gedaan. Een belangrijk subsysteem van de machine is de hydraulische cilinder. Dit onderdeel zorgt voor de verplaatsing van de cilinderstang. Om de cilinderstang de ingestelde positie te kunnen laten volgen, is er een benodigde druk en debiet voor de cilinder vereist. De juiste cilinderdruk is afhankelijk van het debiet in het systeem, die wordt verzorgd door de hydraulische pomp. De benodigde trek kracht van de cilinder hangt af van de dynamische kracht en de kracht dat nodig is om de pijp te kunnen expanderen. Wanneer deze kracht bekend is, kan de benodigde druk in de cilinder worden bepaald. Vervolgens kan de druk en het debiet van het pomp systeem worden berekend, wat leidt tot meer inzicht over het totale benodigde vermogen van het systeem.

Het eerste simulatiemodel benadert een machine waarbij die enkel een constant massa in een richting kan verplaatsen. Met bepaalde aannames voor verschillende system onderdelen, is er een onderzoek gedaan naar de werking van de machine bij drie verschillende gevallen. In de eerste situatie waarbij de stang diameter aan de achter zijde van de cilinder is groter gemaakt, blijkt dat het debiet en de druk in het systeem daardoor is veranderd. In het tweede geval waarbij de druk van de pomp hoger is ingesteld, bleek dat het systeem daardoor sneller reageert. En in de laatste situatie, waarbij de stang diameter van beide zijden van de cilinder gelijk is gemaakt, de maximale druk in het systeem nog steeds lager kan zijn dan de geverifieerde model, terwijl de pompdruk hoger is. Uit dit eerste simulatiemodel is gebleken dat er toch een begin gemaakt kan worden om een deel van de pijp expander te simuleren. De volgende stap is een uitbreiding van het externe kracht model. Deze is afkomstig van de cilinderkop, wanneer de pijp wordt geëxpandeerd.

In het tweede simulatie-model is het model uitgebreid met een externe kracht model. De externe kracht wordt gesimuleerd als een standaard 20-sim LuGre frictie-model. Om te zien of de veronderstellingen van het systeem hetzelfde zouden zijn als in het eerste simulatie-model, is ook hier naar een aantal situaties gekeken. Na verificatie van dit verbeterde simulatiemodel, worden er drie situaties beschreven. Ten eerste wordt de pompdruk verhoogd, vervolgens wordt de stang diameter van de cilinder veranderd en als laatst wordt de stang diameter aan beide zijden van de cilinder gelijk ingesteld. Bij de eerste situatie, reageert het systeem sneller en daardoor kan de ingestelde positie profile nauwkeurige worden benaderd. Echter, een nadeel bij het verhogen van de pompdruk, zijn de versnellings pieken in het systeem. Als alleen de diameter van de achterste stang wordt verhoogd, zullen de versnellings pieken van de cilinder nog groter worden en dus de pieken in het snelheids-profiel zullen ook hoger worden. Dit probleem treedt voornamelijk op tijdens de overgangs-fasen. Wanneer de cilinderstang diameter gelijk wordt ingesteld voor beide cilinder zijden, reageert het systeem trager, en zo zal de nauwkeurigheid van de vereiste referentie van de positie daardoor dalen. Echter, de gewenste ingestelde positie van de cilinder (350 [mm]) wordt nog steeds gehaald. Bovendien zal de begindruk in beide cilinderzijden hoger worden, waardoor er een hogere pompdruk nodig is. Ook in de fase “vast houden” is de maximale druk aan de voorzijde van de cilinder hoger, vergeleken met de resultaten uit de vorige simulatie model.

In het derde en de laatste simulatiemodel, is de pomp component uit de vorige modellen verbeterd. Deze is meer realistisch en kan daardoor de echte pomp model beter benaderen. Als eerst wordt de pomp gesimuleerd als de variabele verplaatsing pomp model met lekkage. Uit de resultaten blijkt dat het benodigde debiet niet gehaald kan worden, en daardoor wordt de ingestelde positie van de cilinder niet op tijd gehaald. Een voordeel van dit verbeterde model is dat er heel weinig tot geen tegendruk in de cilinder optreedt. Hierdoor is de benodigde pompdruk niet hoog, wat leidt tot een laag pomp-vermogen. Om het probleem van het te lage debiet op te lossen, wordt de motor snelheid van de pomp verhoogd. Echter, bij een motorsnelheid van 400 [rad/s] of hoger, wordt het systeem instabiel. In plaats van het pomp model met lekkage wordt er een ideale pomp model gekozen. Met deze verandering in het model, kan het gewenste debiet en druk wel worden gehaald. Daardoor kan het benodigde vermogen van de cilinder worden bereikt. Wanneer de externe kracht model als functie van de tijd is veranderd naar een model waarbij de kracht een functie is van de positie, wordt de druk in het systeem hoger en dus is de kracht van de pomp ook groter. Echter, de verandering van de externe kracht model zorgt ervoor dat het systeem de echter externe kracht beter benadert.